



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszék
Budapest, 1111, Stoczek u. 6 J. ép. 4. em.
Tel: 36-1-463-1922, Fax: 36-1-463-30-80, E-mail:
drohacs@vrht.bme.hu

Járművek hő- és áramlástechnikai berendezései I.

Gázturbinák és dugmotorok

Dr. Veress Árpád
egyetemi docens

Budapest, 2020-09-07



Tartalomjegyzék

1. Gázturbinák (bevezetés)

1.1. Nagy teljesítményű ipari gázturbinák

1.2. Repülőgép gázturbinás sugárhajtóművek

1.3. Tengeri és szárazföldi közlekedésben alkalmazott gázturbinák

1.4. Ipari gázturbinák

1.5. Kis gázturbinák

1.6. Mikro gázturbinák

2. A gázturbinák és dugattyús motorok összehasonlítása



Tartalomjegyzék

- 3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai
 - 3.1. Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat
 - 3.1.1. Körfolyamat (Brayton vagy Joule) és termikus hatásfok
 - 3.1.2. Hasznos fajlagos munka ideális esetben
 - 3.2. Összetett gázturbinás körfolyamatok
 - 3.2.1. Hőcserélős gázturbinás körfolyamat
 - 3.2.2. Levegő visszahűtés (intercooling)
 - 3.2.3. Újrahevítéses gázturbinás körfolyamat
 - 3.2.4. Hőcserélő, visszahűtés és újrahevítés együttes alkalmazásának hatása
 - 3.3. Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel
 - 3.3.1. Valóságos körfolyamat termikus analízise
 - 3.3.2. Tervezési segédlet: Valóságos tengelyteljesítményt leadó hőcserélős gázturbinás körfolyamat pontos termodinamikai számítása



Tartalomjegyzék

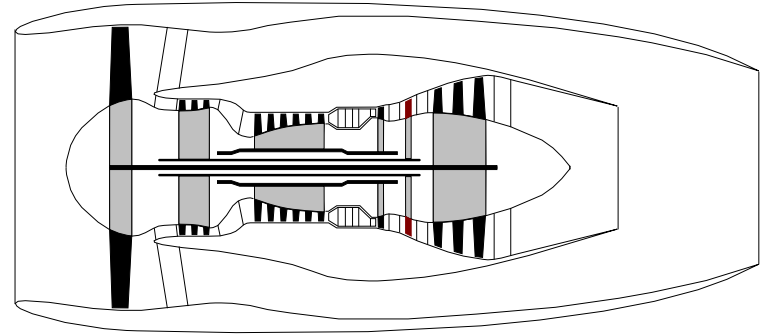
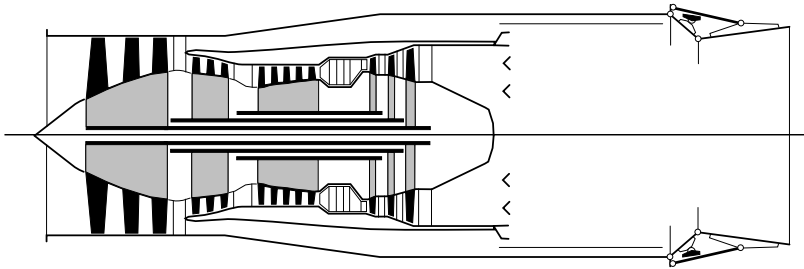
- 3.4. Égésterék felépítése, működése és elmélete
- 3.5. Tolóerő-képzés, vontatási teljesítmény, propulziós hatásfok
- 3.6. Tolóerő-képzés sajátosságai sugárhajtóművek esetén
- 3.7. Lapátokra ható igénybevételek

- 4. Numerikus áramlástani módszerek és alkalmazásuk jármű-gázturbinák esetén
 - 4.1. Geometria modellalkotás
 - 4.2. Numerikus háló
 - 4.3. Anyagtulajdonságok definiálása
 - 4.4. Peremfeltételek
 - 4.5. Kapcsolódó fizikai modellek
 - 4.6. CFD számítás paramétereinek beállítása és indítása
 - 4.7. CFD számítás eredményeinek értékelése

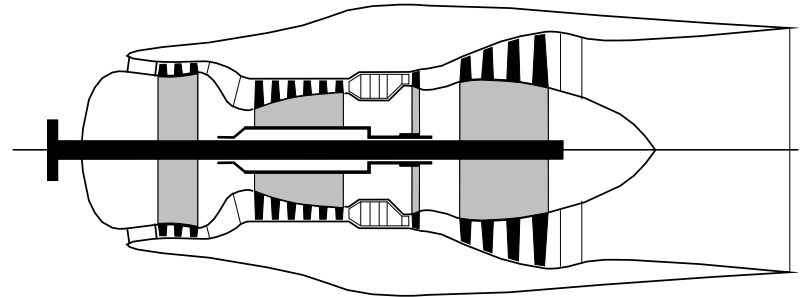
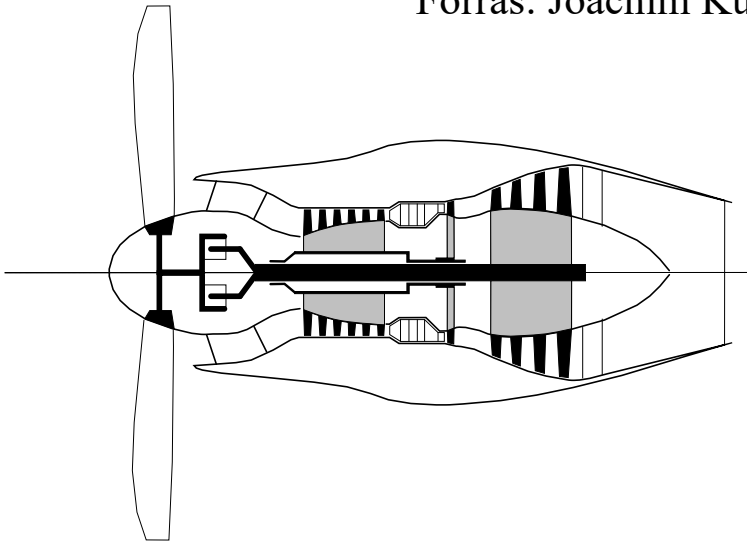
- 5. Dugattyús motorok



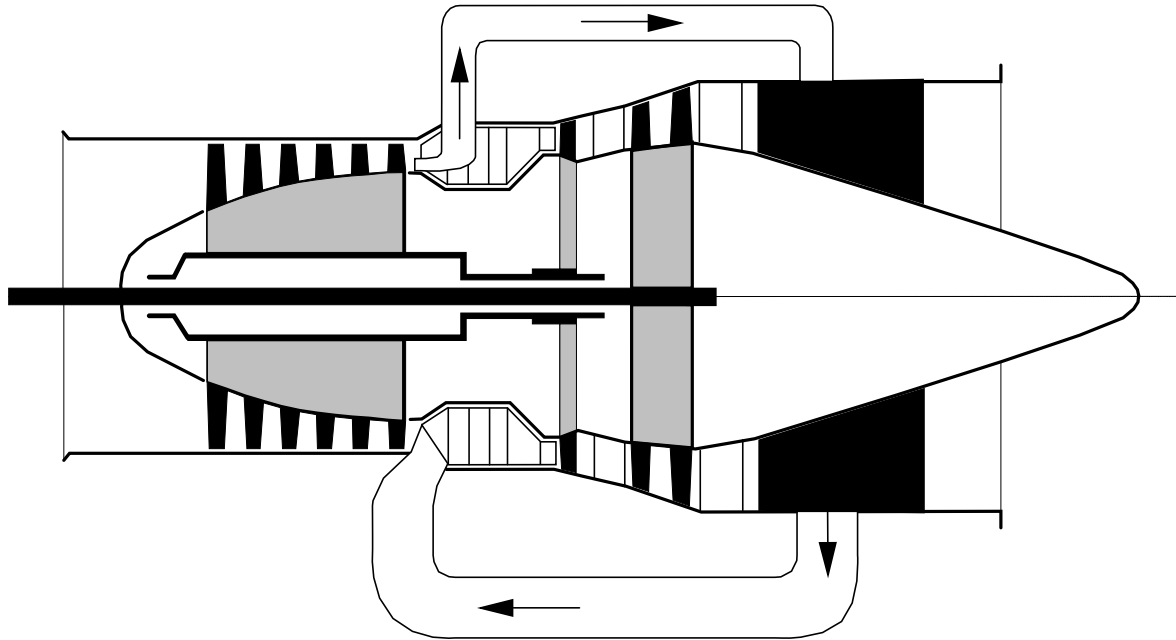
1. Gázturbinák



Forrás: Joachim Kurzke, <http://www.gasturb.de/>



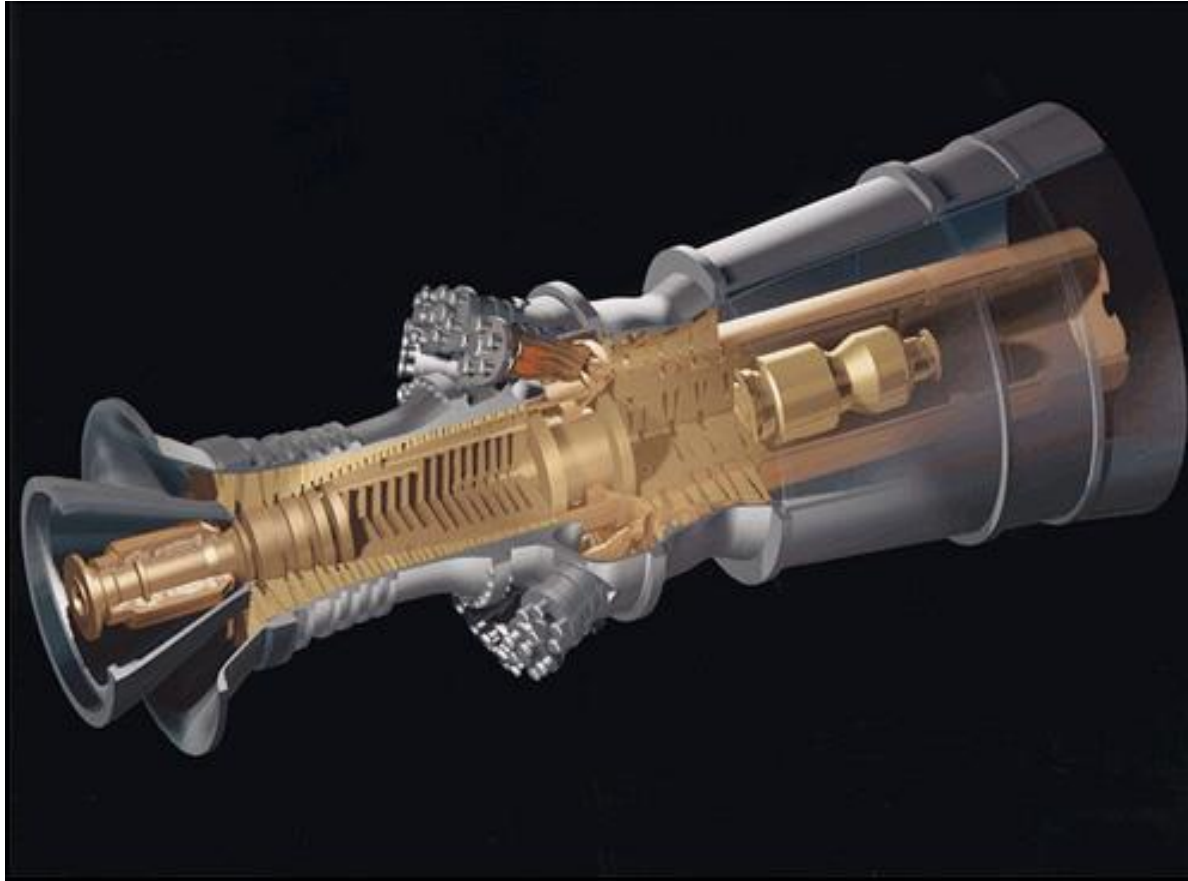
1. Gázturbinák



Forrás: Joachim Kurzke, <http://www.gasturb.de/>



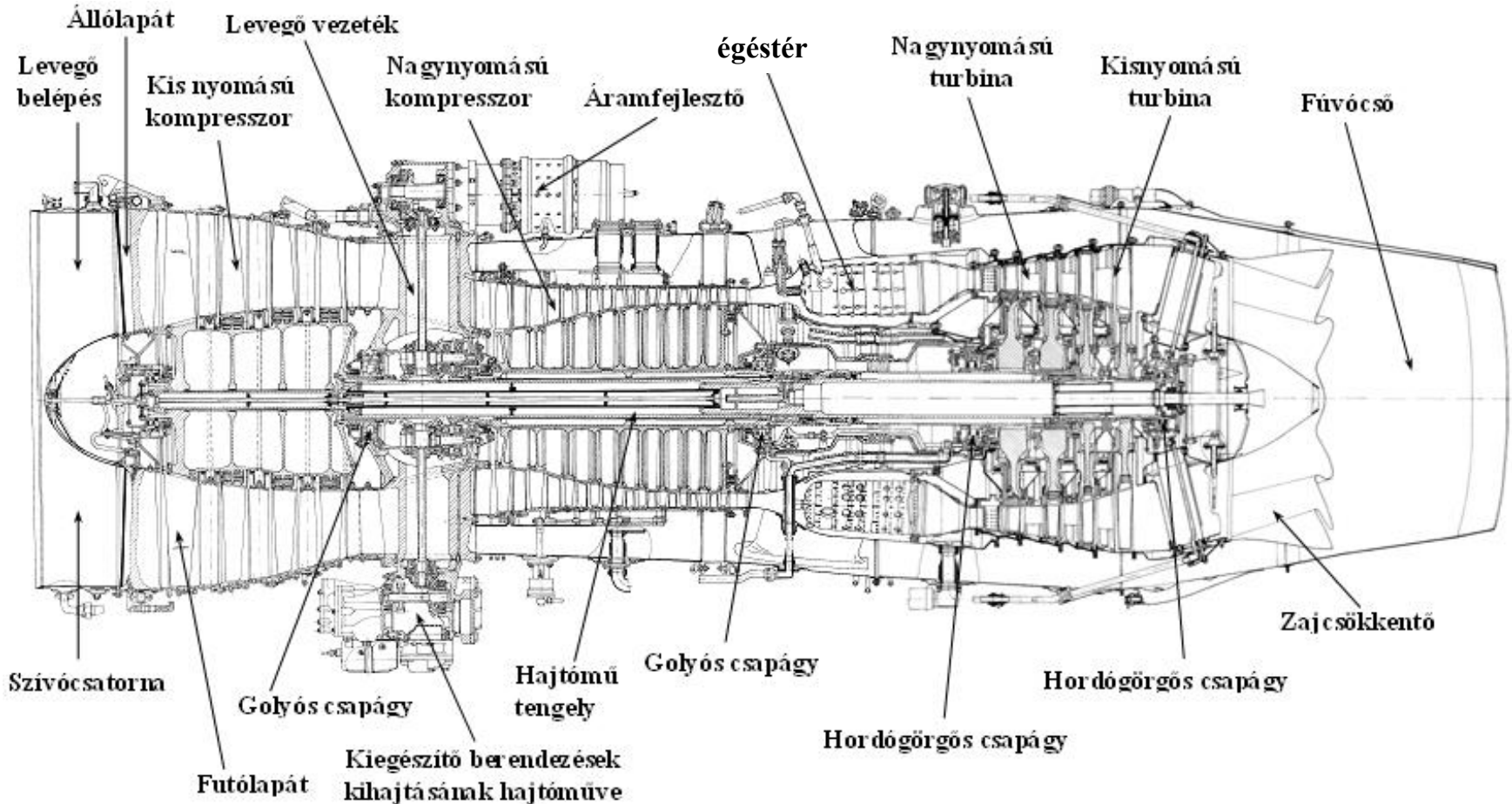
1. Gázturbinák – Nagy teljesítményű ipari gázturbinák



GE H típusú nagy teljesítményű kombinált ciklusú ipari gázturbina (480 MW,
termikus hatásfok: 60 %)



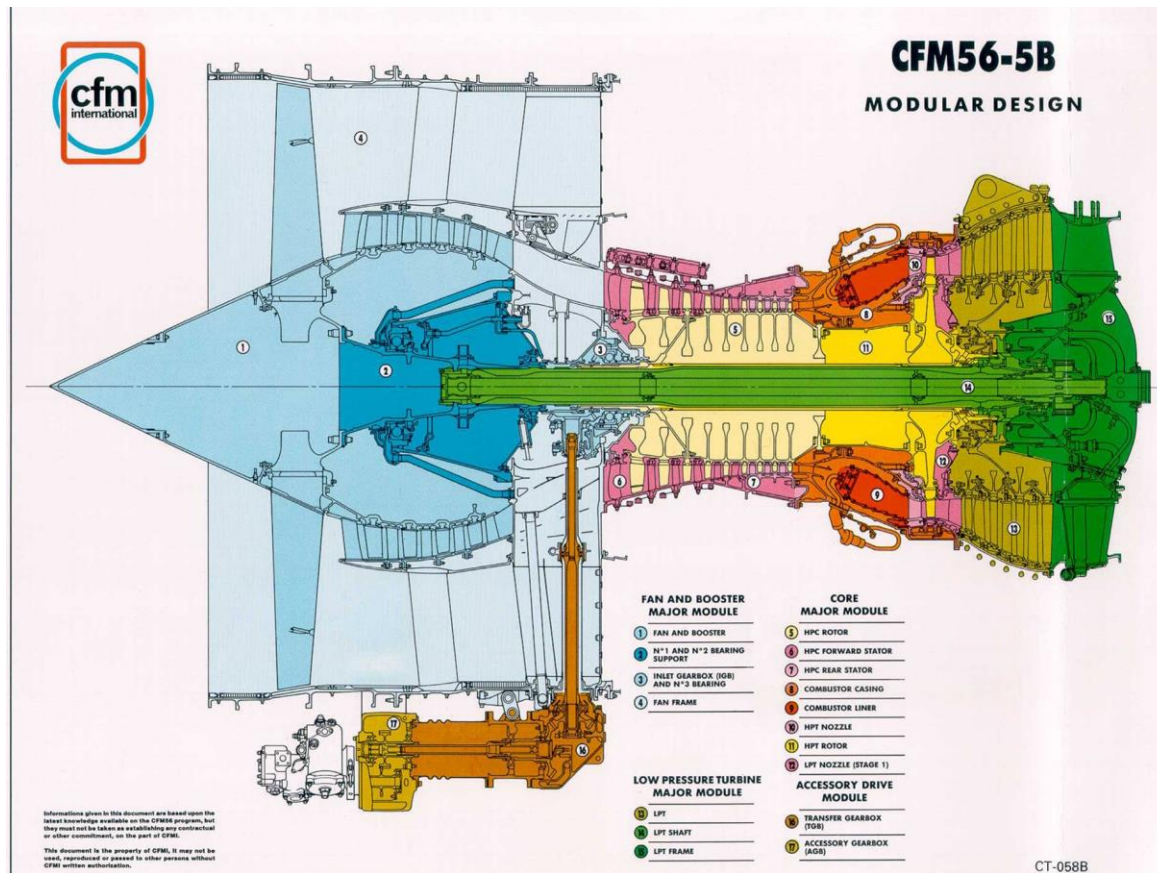
1. Gázturbinák – Repülőgép gázturbinás sugárhajtóművek



D-30 S gázturbina főbb szerkezeti elemei (TU-134)



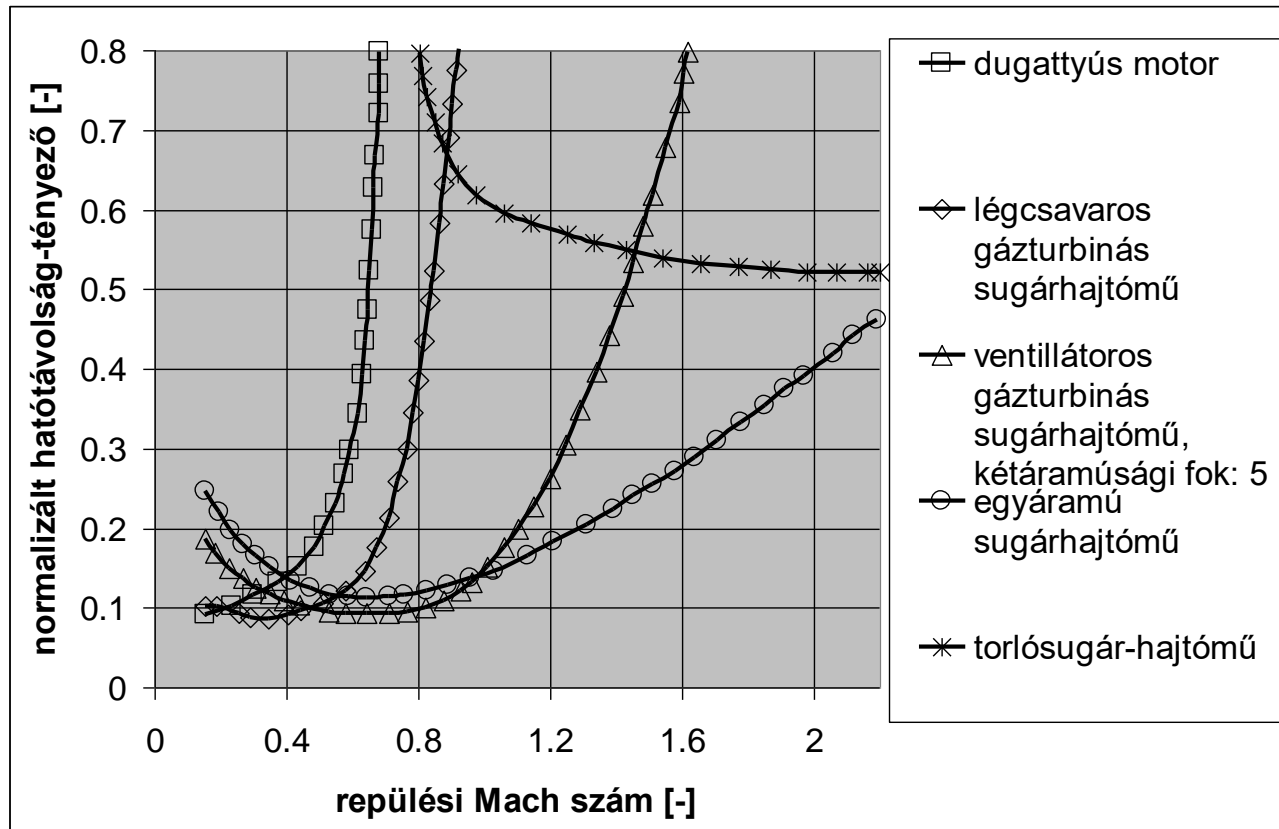
1. Gázturbinák – Repülőgép gázturbinás sugárhajtóművek



CFM56-5B gázturbina főbb szerkezeti elemei (A320, kb. 60 %-ban: A318/A319/A320/A321) (Photos courtesy of CFM International, a 50/50 joint company between Snecma (Safran group) and GE)



1. Gázturbinák – Repülőgép gázturbinás sugárhajtóművek



A hatótávolság-tényező a tüzelőanyag és a hajtómű össztömegének, illetve a hajtómű tolóerejének a hajtómű gondola ellenálláserejével csökkentett hányadosa adott repülési sebességen és hatótávolságon. A hatótávolság-tényező normálása a ventilátoros gázturbinás sugárhajtómű paramétereivel történt (10 kg/daN, $M=0,2$, távolság: 8000 km). Az adatok csak jelzés értékűek.



1. Gázturbinák – Repülőgép gázturbinás sugárhajtóművek

Korsz. légszaváros hm.

$$\eta_{\dot{o}} = \eta_{\text{tüz.}} \eta_t \eta_{\text{mech}} \eta_{\text{lcs}} =$$

$$= \frac{\dot{Q}_{be}}{\dot{Q}_{\text{égés}}} \frac{P_{h,\text{körf.}}}{\dot{Q}_{be}} \frac{P_{h,\text{tengely}}}{P_{h,\text{körf.}}}$$

$$\frac{P_{\text{vontatási}}}{P_{h,\text{tengely}}} = 0,95 - 0,97$$

$$0,35 - 0,40 \cdot 0,95 - 0,99 \cdot 0,8 =$$

$$\approx 0,28$$

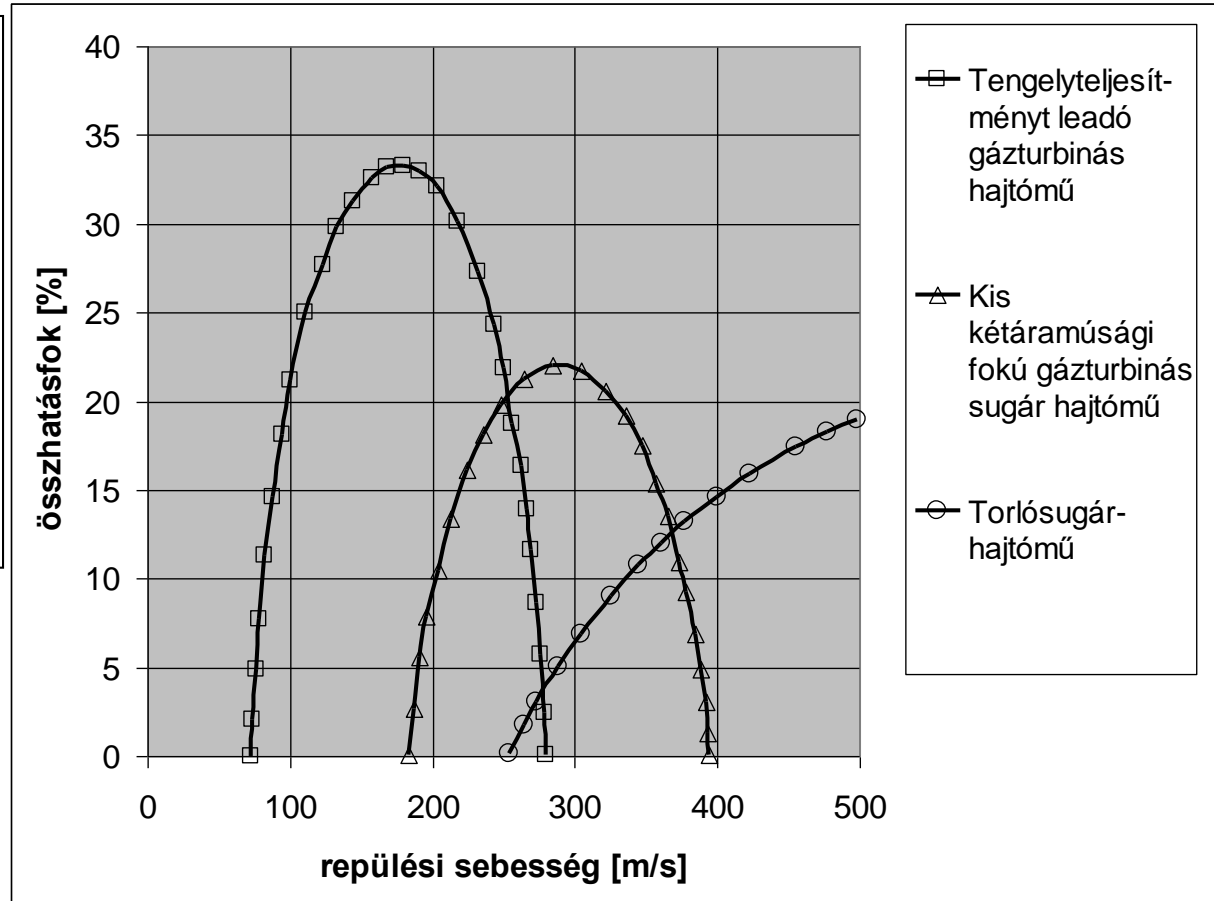
Korsz. kétáramú hm.

$$\eta_{\dot{o}} = \eta_{\text{tüz.}} \eta_t \eta_{\text{prop}} =$$

$$= \frac{\dot{Q}_{be}}{\dot{Q}_{\text{égés}}} \frac{P_{\text{sugár}}}{\dot{Q}_{be}} \frac{P_{\text{vontatási}}}{P_{\text{sugár}}} =$$

$$= 0,95 - 0,97 \cdot 0,35 - 0,4$$

$$0,7 \approx 0,26$$

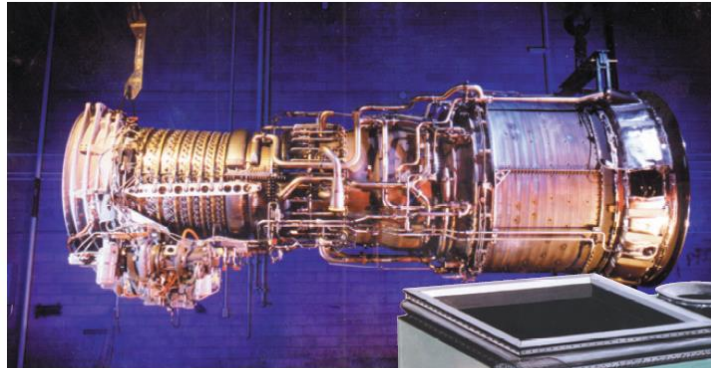
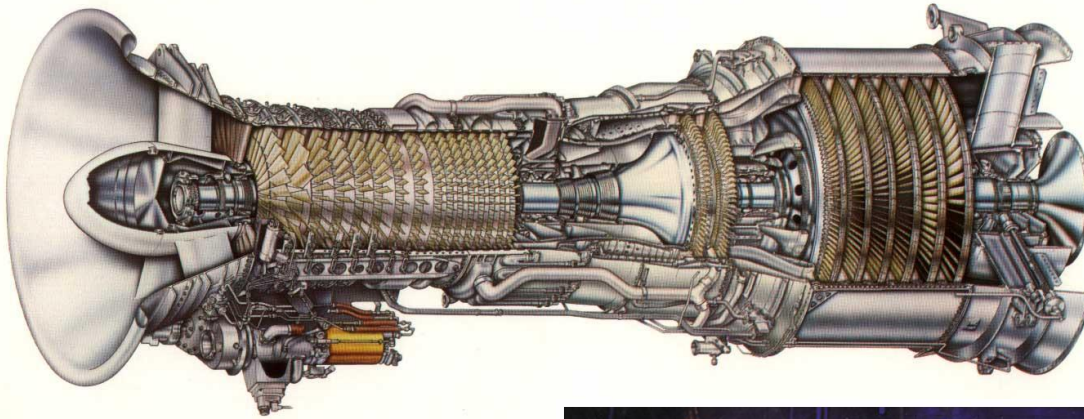


Hajtómű-konfigurációk összehasonlító burkológörbéi az összhatásfok szempontjából 10 km magasan és különböző repülési sebességeken

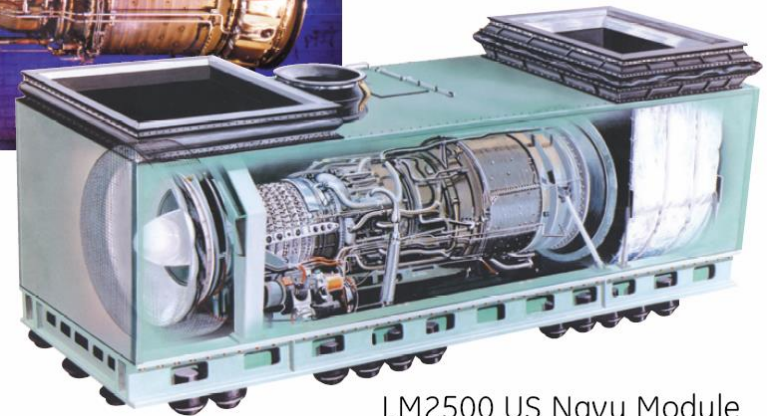
$$\eta_{\text{prop}} = 0,4 - 0,5 \text{ egyáramú hm.}$$



1. Gázturbinák – Hajó gázturbinák



GE LM2500 hajó gázturbina
metszeti rajza, fényképe és a
beszerelési modellje

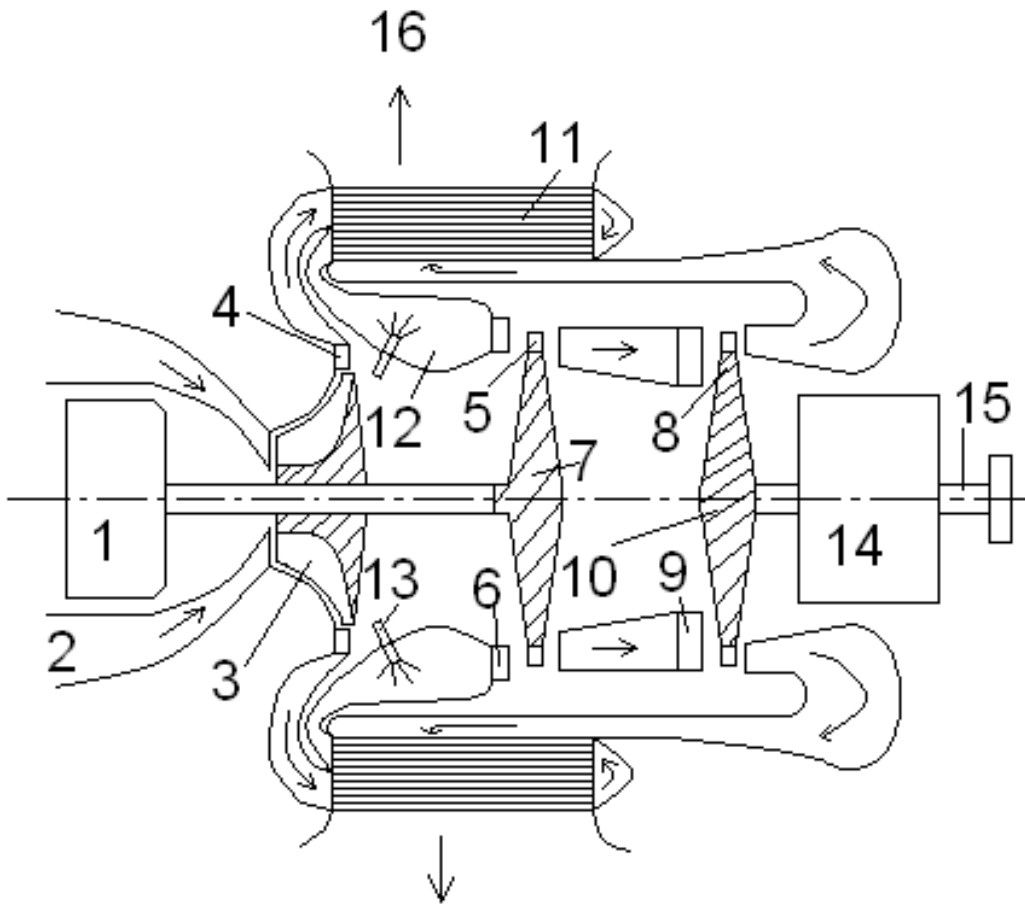


LM2500 US Navy Module



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

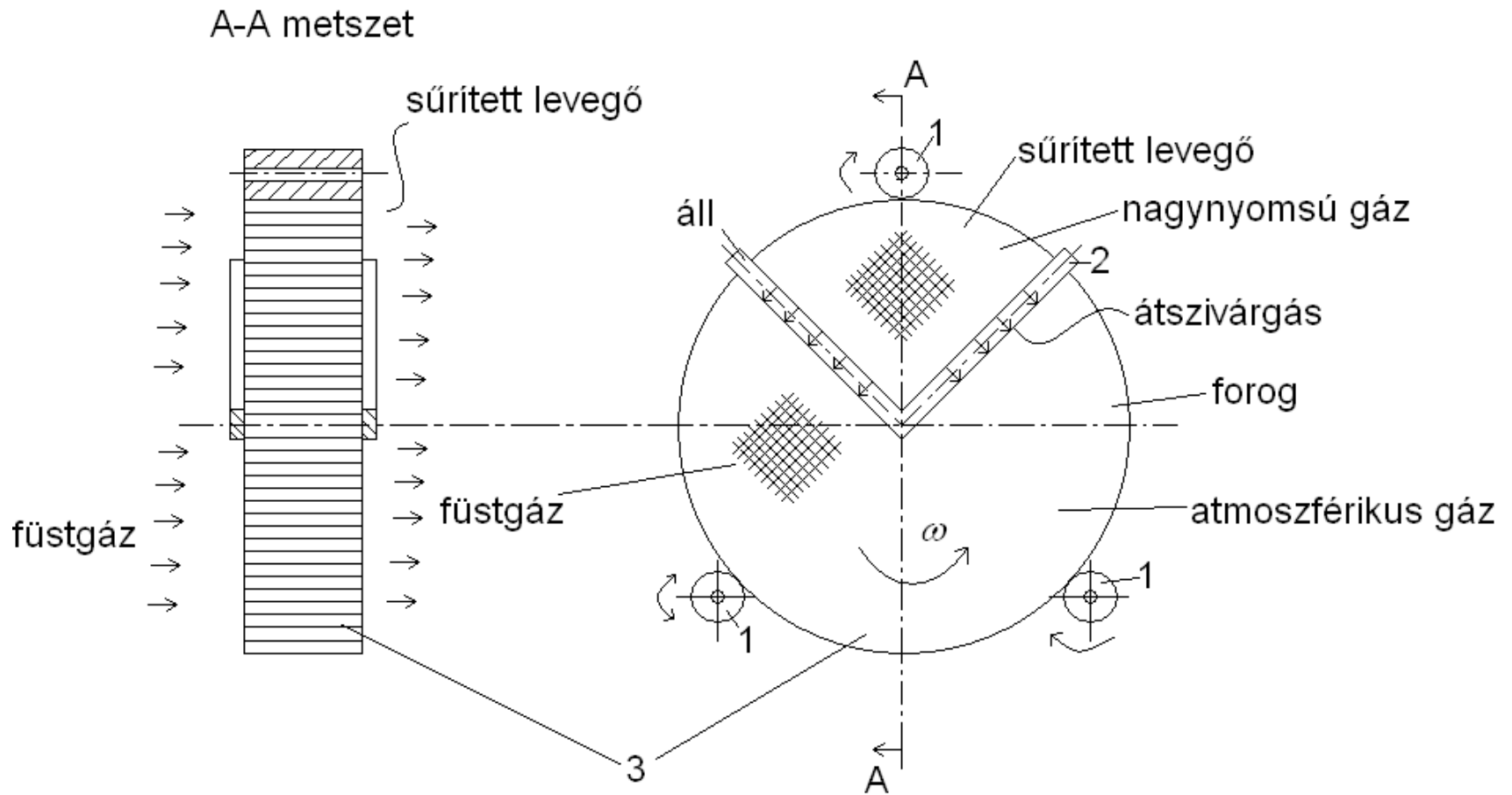
Klasszikus elrendezésű jármű gázturbina vázlata



- 1.segédberendezések
- 2.szívócsatorna
- 3.centrifugál kompresszor járókereke
- 4.centrifugál kompresszor állólapátja
- 5.gázgenerátor turbina forgólapátja
- 6.gázgenerátor turbina állólapátja
- 7.gázgenerátor turbina tárcsája
- 8.munkaturbina forgólapátja
- 9.munkaturbina állólapátja
- 10.munkaturbina tárcsája
- 11.hőcserélő
- 12.tüzelőtér
- 13.fúvókák
- 14.fordulatszám csökkentő áttétel
- 15.kihajtás
- 16.kipufogógáz kiáramlás



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

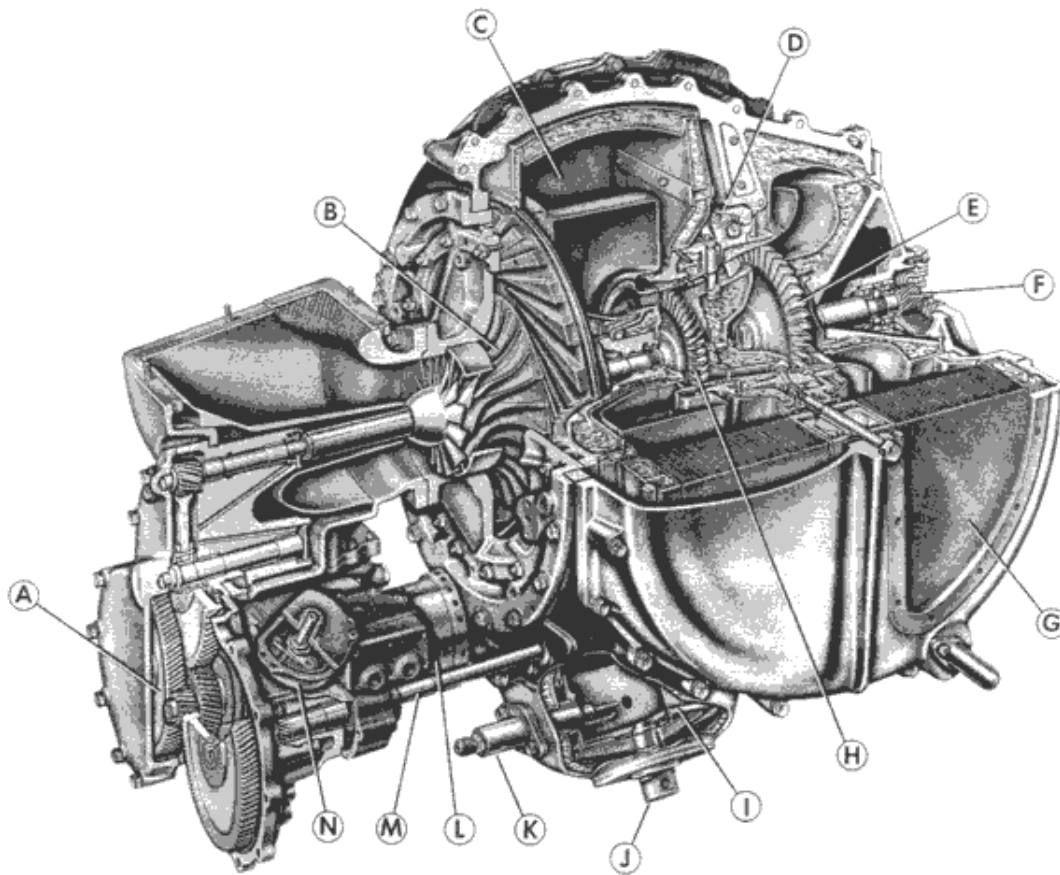
Chrysler gázturbinás gépjármű (1962-1963, 55 db)



Centrifugál kompresszor (4:1, 80 %, 1 kg/s), ellenáramú égéstér (95 %), 2 fokozatú axiál-turbina (87 %, 84%, $T_3=927$ °C), 45700 max. gg. RPM, tüzelőanyag: Diesel, ólommentes benzin, kerozin és növényi olaj (alkohol; tequila), kb. 60 alkatrész 300 helyette (dug. motor), siklócsapágy (csak forgás, nincs vibráció), forgó hőcserélő (90%, 22 max. RPM), teljesítményadatok: 97 kW és 576 Nm 3600 RPM-n, 12 mp alatt gyorsult fel 97 km/h-ra, munkaturbina fordulatszám csökkentő áttétel után (4680 max. RPM) egy automata váltón keresztül hajtja a kerekeket (munkaturbina = hidraulikus nyomatékvtó), hangos, rossz hatásfokú, veszélyes (nagy sebességű forró gázok; $T_4=260$ °C).



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák



Chrysler gépjármű gázturбина (1962-1963)

A: kihajtás a kiegészítő berendezések meghajtására, B: centrifugál kompresszor, C: jobb oldali forgó hőcserélő rotor, D: állítható fúvóka, E: munkaturbina, F: fordulatszám csökkentő áttétel, K: bal oldali forgó hőcserélő rotor, H: gázgenerátor turbina, I: égéstér, J: tüzelőanyag befecskendező, K: nyújtógyertya, L: indítómotor és generátor, M: a forgó hőcserélő meghajtó tengelye, N: gyújtó-berendezés



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

Chrysler Turbine Car (1962-1963)



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

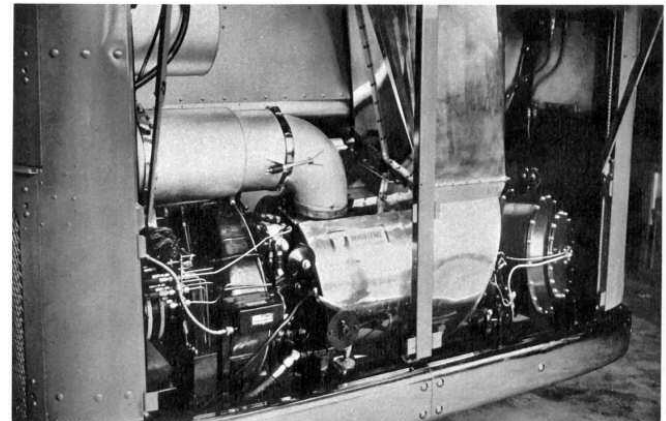
**1955 GM Firebird II Turbine
Concept Car**



GM (Turbo-Cruiser) Transit Coach (GT-300 gas turbine)



Turbocruiser coach is a conventional General Motors bus equipped with a GT-300 gas turbine and special instruments.



Close-up of the coach installation. The compressor is in left foreground and the combustor is directly above it.



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

1977 Toyota Sport-800 Gas turbine hybrid (22 kW)



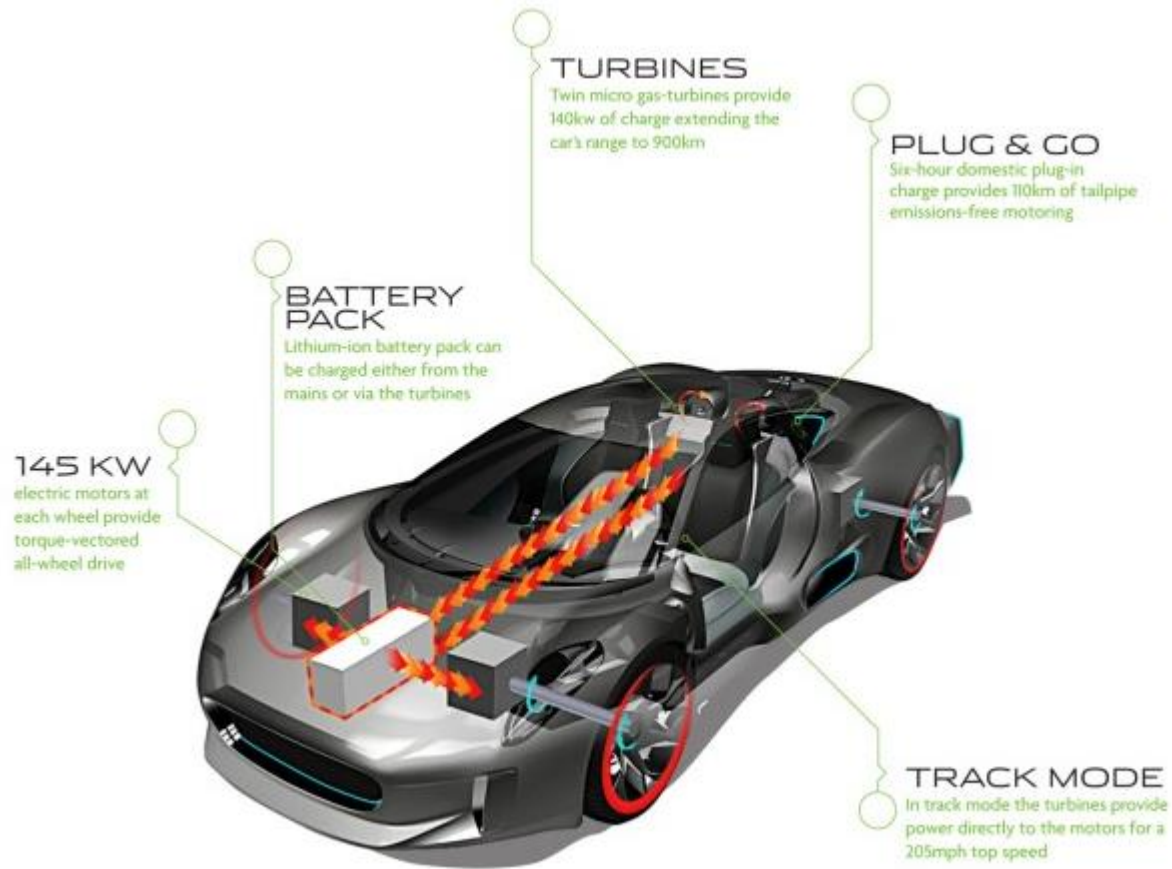
1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

Jaguar C-X75 Revealed, 2010 Paris



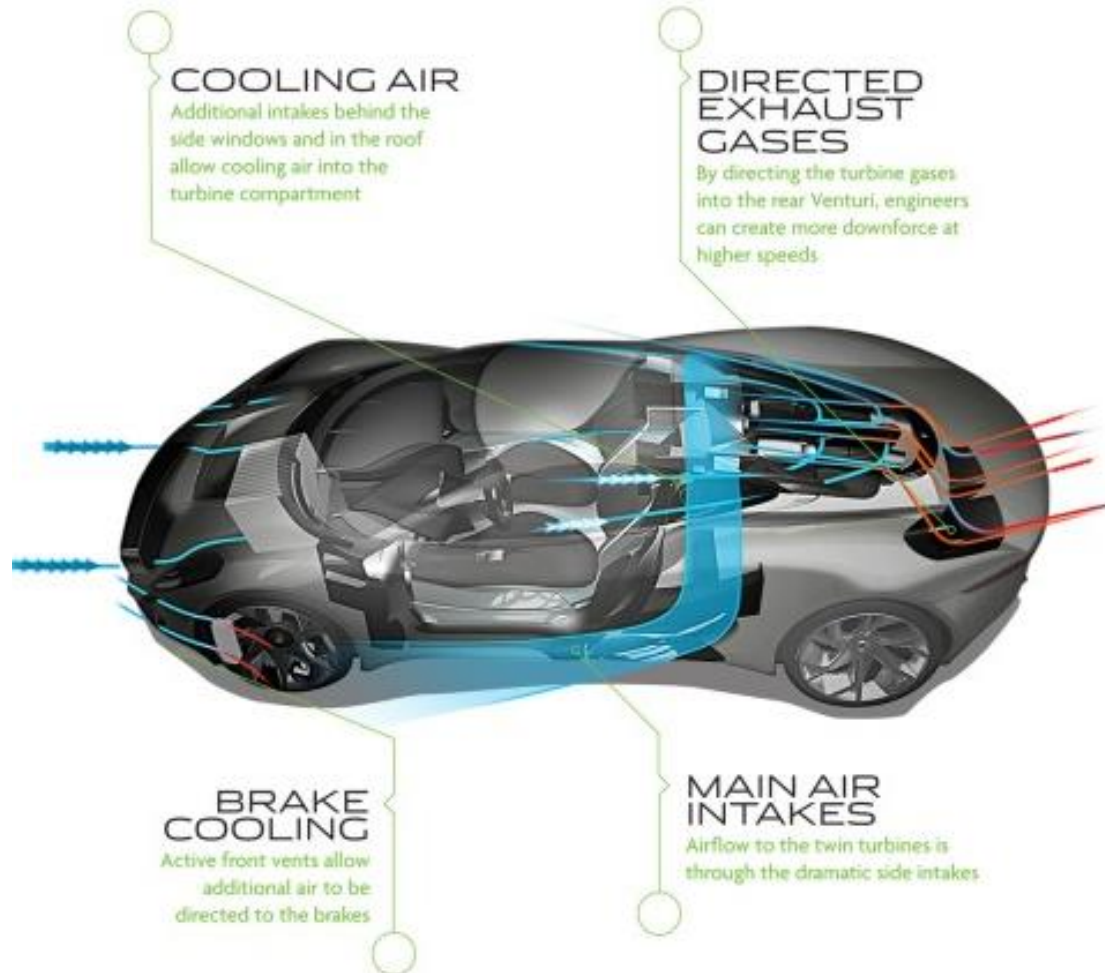
1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

Jaguar C-X75 Revealed, 2010 Paris



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

Jaguar C-X75 Revealed, 2010 Paris



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

Jaguar C-X75 Revealed, 2010 Paris - <http://www.bladonjets.com/technology/>



Lithium-ion batteries, 4 X 195 bhp (145 kW) electric motors (50kg), the all-wheel-drive aluminum-bodied, thanks to its combined output of 778 hp and 1600 Nm of torque, is capable of accelerating to 100 km/h in just 3.4 seconds and has a top speed of 330 km/h. Jaguar says the gas turbine engines extend the range of this sporty EV to an amazing 109→901 km.

2 X 94-bhp (70 kW) micro turbine engines
(35kg), 0,4-0,5 kg/s, 80000 RPM



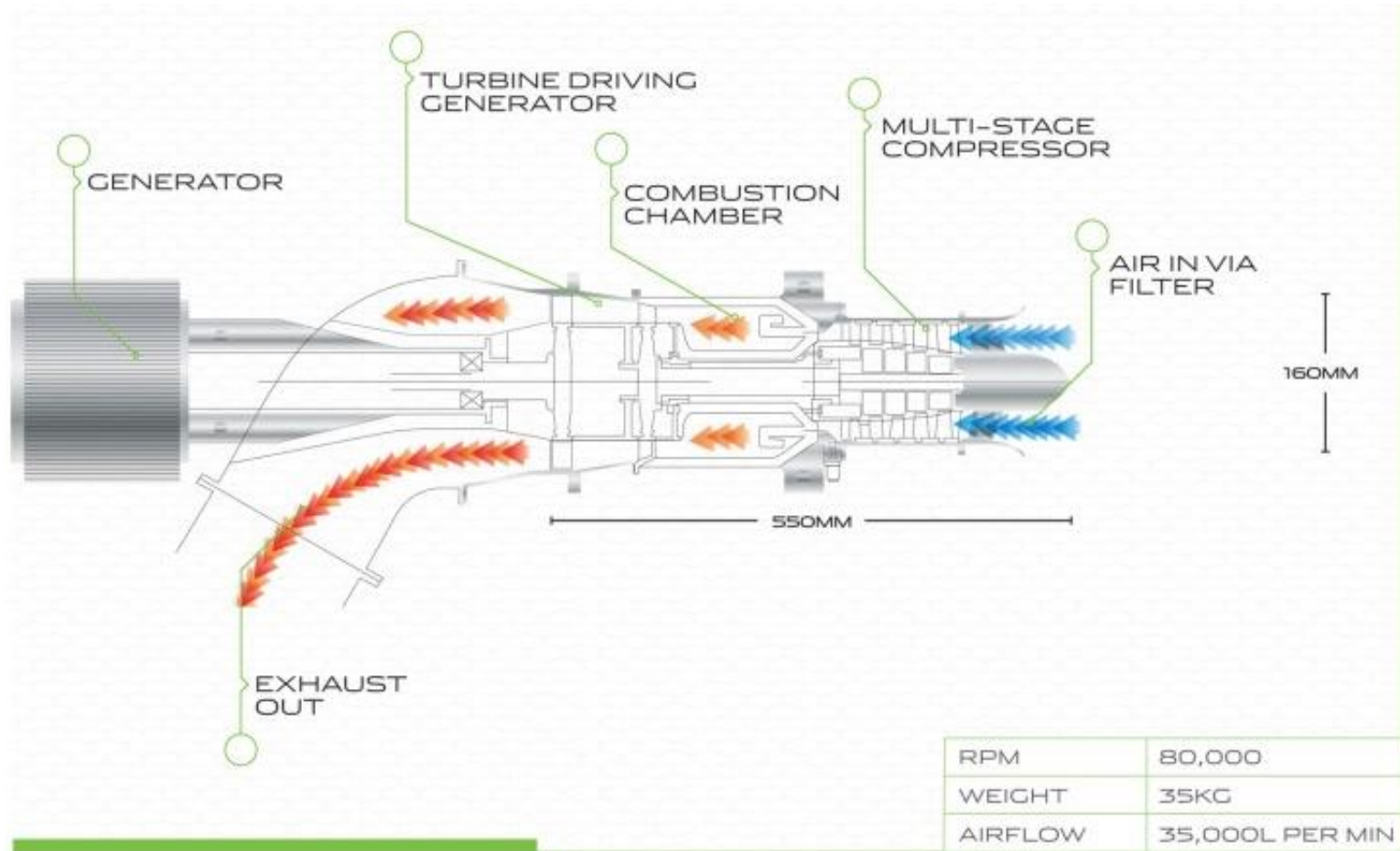
1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

Jaguar C-X75 Revealed, 2010 Paris - <http://www.bladonjets.com/technology/>



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák

Jaguar C-X75 Revealed, 2010 Paris



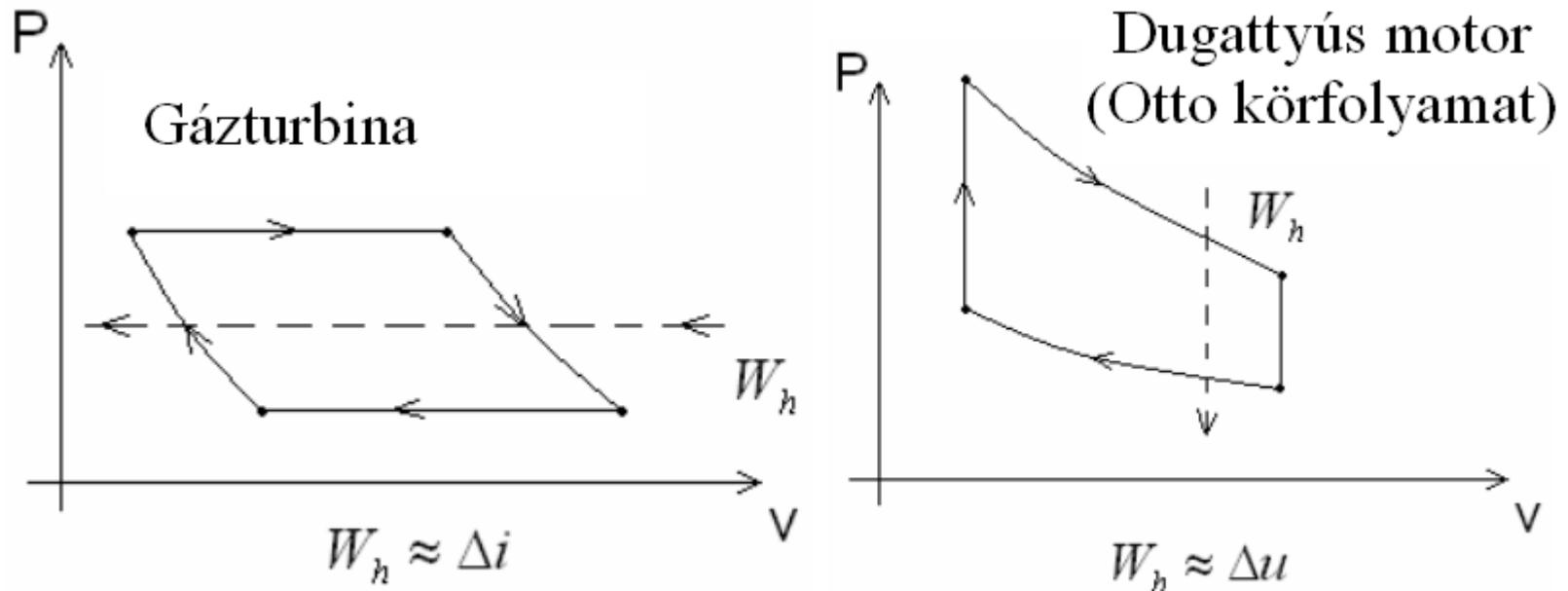
1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák



1. Gázturbinák – Gépjármű gázturbinák



2. A gázturbinák és dugattyús motorok összehasonlítása



Egyezőségek:

- Folyamataik lényegében azonosak sorrendjük teljesen azonos,
- Mindkettő két izentrópás (két adiabatikus) folyamat (lásd fenti ábrák),

Különbség:

- A gázturbina áramlástechnikai gép, a dugattyús motor térfogat kiszorítású,
- Gázturbinában izobár hőközlés (lásd 20. ábra), a dugattyús motorban (Otto) izochor hőközlés zajlik le.



2. A gázturbinák és dugattyús motorok összehasonlítása

- c. Légviszony ($\alpha; m; \lambda$): $\left[\frac{L_{val}}{L_{elm}} \right]$ Gázturbina: 2,5-3,5
Dugattyús motor: 0,9-1,6
- d. T_3 (körfolyamat max. hőmérséklete): Gázturbina: 1000-1400 °C
Dug. motor: 2000-2500 °C
- e. π_k (nyomásviszony): Gázturbina: 5-40
Dugattyús motor: 30-60
- f. Fajlagos teljesítmény: Gázturbina: 200-300 $\frac{kW}{kg/s}$
Dug. motor: 600-1600 $\frac{kW}{kg/s}$
- g. Átáramló levegő mennyisége: Gázturbina: $\dot{m}_{lev} = 5 - 300 [kg / s]$
Dug. motor: $\dot{m}_{lev} = 0,5 - 10 [kg / s]$
- h. Fajlagos fogyasztás (hatásfok): Gázturbina: általában kedvezőtlenebb
Dugattyús motor: általában kedvezőbb



2. A gázturbinák és dugattyús motorok összehasonlítása

Gázturbinás hajtóművek előnyei a dugattyús motorokkal szemben:

- Nagy teljesítmény-súly arány (20-30 LE/kg) a dugattyús motorokhoz képest (1-2 LE/kg),
- Kisebb méret és homlokfelület az azonos teljesítmény-tartományban (kisebb ellenállásérő),
- A viszonylag kisebb súly és a kompakt méretek megkönnyítik a telepítést és a beépítést,
- Kevésbé érzékeny a túlterhelésre,
- Az egyirányú (forgó) mozgás miatt kisebb a rezgés, kisebbek a rezgésből származó szerkezeti zajok, jobb a komfortérzet,



2. A gázturbinák és dugattyús motorok összehasonlítása

Gázturbinás hajtóművek előnyei a dugattyús motorokkal szemben:

- A statikus és dinamikus kiegyensúlyozás könnyebben megoldható,
- Kevesebb mozgó alkatrészt tartalmaz, mint a dugattyús motor (kb. ötöde),
- Az egységnyi hasznos teljesítményre vonatkozó karbantartási költsége harmada, fele a dugattyús motorokénak,
- Nagy a megbízhatósága (> 99,5%) és a rendelkezésre állósága (97,5%),
- Kicsi az olajfogyasztásuk (kenőolaj nem kerülhet az égéstérbe) és tranziens (pl. hirtelen gyorsítás) üzemben sem bocsát ki kormot,
- Nem érzékeny az tüzelőanyag tulajdonságainak megváltozására (pl. cetánszám)
- Léghűtésűek, nincs szükség folyadékűtésre és rendszereire (! de szükség van turbina-lapát hűtésre).



2. A gázturbinák és dugattyús motorok összehasonlítása

Gázturbinás hajtóművek hátrányai a dugattyús motorokkal szemben:

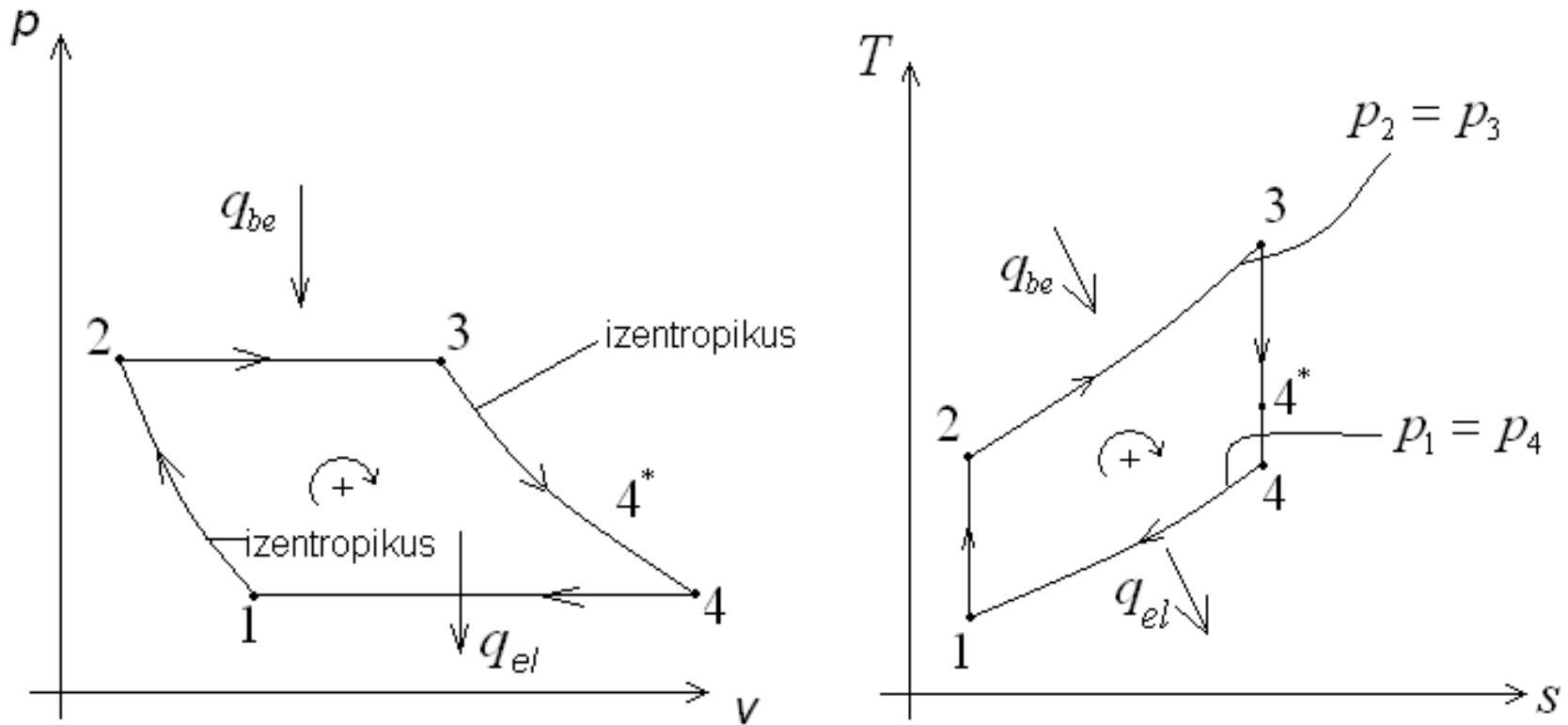
- Költségesebb beruházás (pl. 20 - 30 MW teljesítmény-tartományban kb. 15 – 30 %-kal költségesebb, mint egy hasonló kategóriájú dízelmotor),
- Rosszabb a hatásfoka (pl. egy aeroderivatív hajtómű 20 - 30 MW teljesítmény tartományban kb. 20 %-kal több tüzelőanyagot fogyaszt, mint a hasonló teljesítményű dízelmotor),
- Részterheléses üzemben tovább romlik a hatásfok,
- Hosszabb az indítási folyamata (csak a gépjármű dugmotorokhoz képest, hajó vagy ipari dugmotorok indítási folyamat szintén hosszú az előmelegítés miatt),
- Kevésbé rugalmas a teljesítményigény változására a dugattyús motorokhoz képest.



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

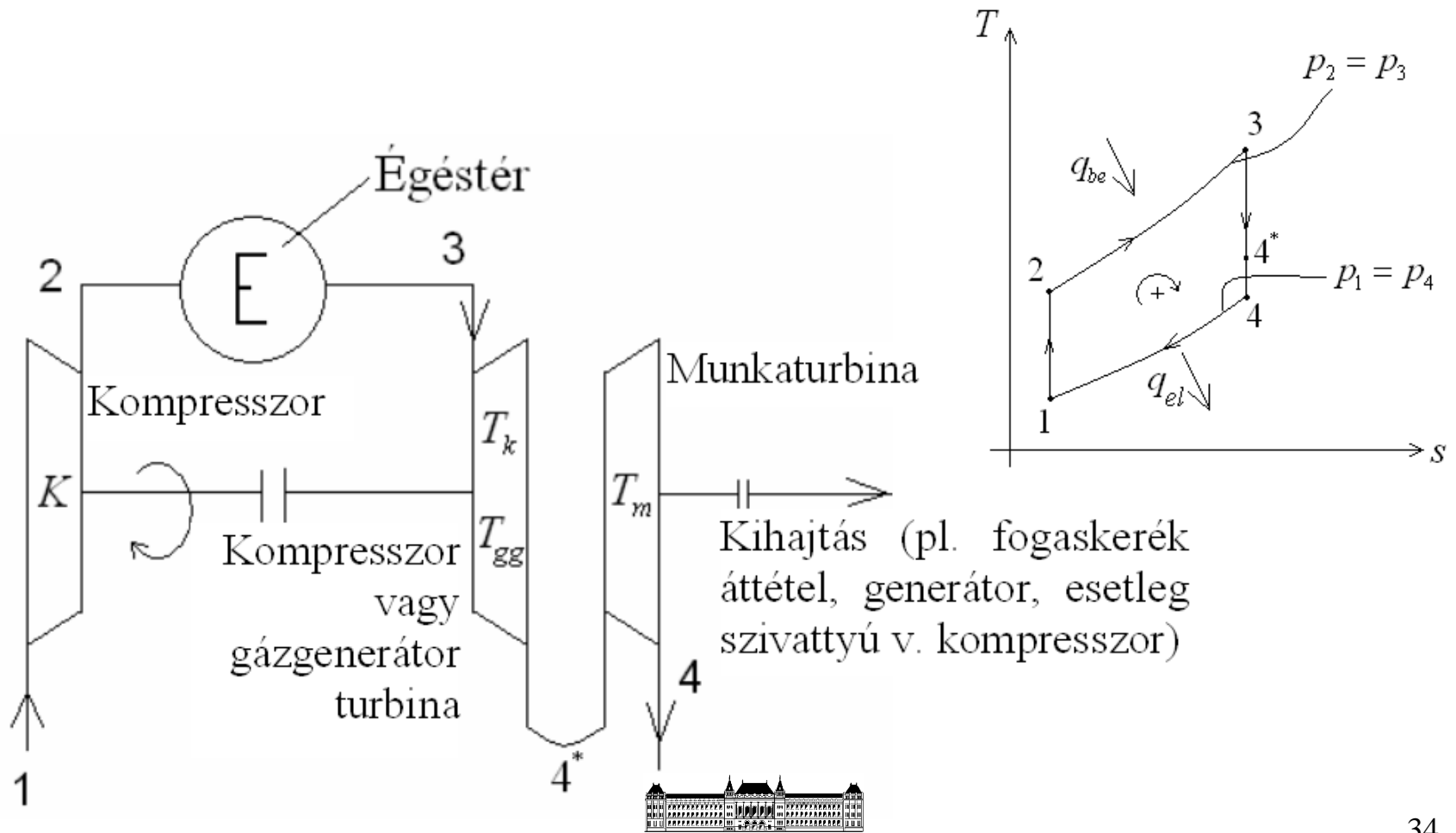
Brayton (Joule) körfolyamat



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

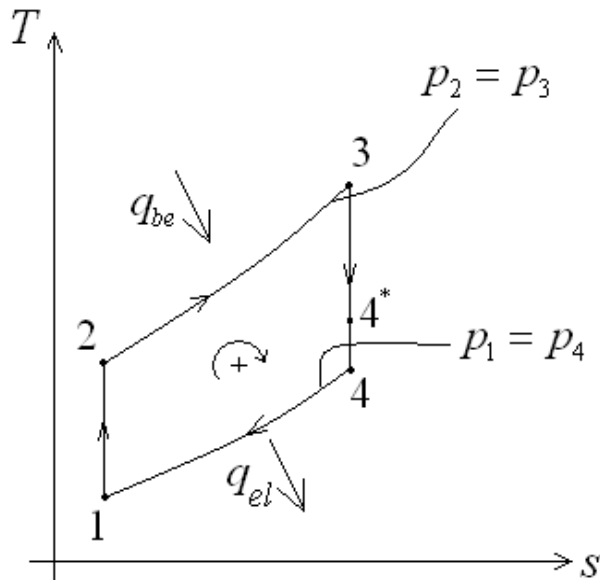
Brayton (Joule) körfolyamat



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

Brayton (Joule) körfolyamat



Kiindulási adatok és egyszerűsítő feltételezések:

$$p_1, T_1 \quad \frac{p_2}{p_1} = \pi_k \quad T_3 = T_{3max}$$

$$p_4 = p_1 \quad p_2 = p_3$$

4* pont helyett csak a 4-el számolunk, vagyis a gázgenerátor- és a munkaturbina feladatát is egyugyanazon forgórész szolgálja ki.

$$\eta_t = \frac{w_h}{q_{be}} = \frac{q_{be} - |q_{el}|}{q_{be}} = \frac{(i_3 - i_2) - (i_4 - i_1)}{(i_3 - i_2)} = \frac{(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)}{(i_3 - i_2)} =$$

$$= \frac{c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2} \right) \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

Brayton (Joule) körfolyamat

ahol: $i_4 - i_1 = q_{ki}$, $i_3 - i_2 = q_{be}$ Termodinamika I. főtétele nyitott rendszerre

$i_3 - i_4 = |w_{t3,4}| = w_T$ turbinamunka, $i_2 - i_1 = |w_{t1,2}| = w_K$ kompresszormunka,
mivel izentropikus esetben: $q_{12} = q_{34} = 0$, [J / kg]

és feltételezzük, hogy: $c_2^2/2 = c_1^2/2$, $c_3^2/2 = c_4^2/2$.

$$w_h = q_{be} - |q_{el}| = c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1) = c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)$$

$$w_h = w_T - w_K = c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1) \text{ a fajlagos hasznos munka [J / kg]}$$

Bevezetve: $\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (\pi_k)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$ és $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$ adódik:

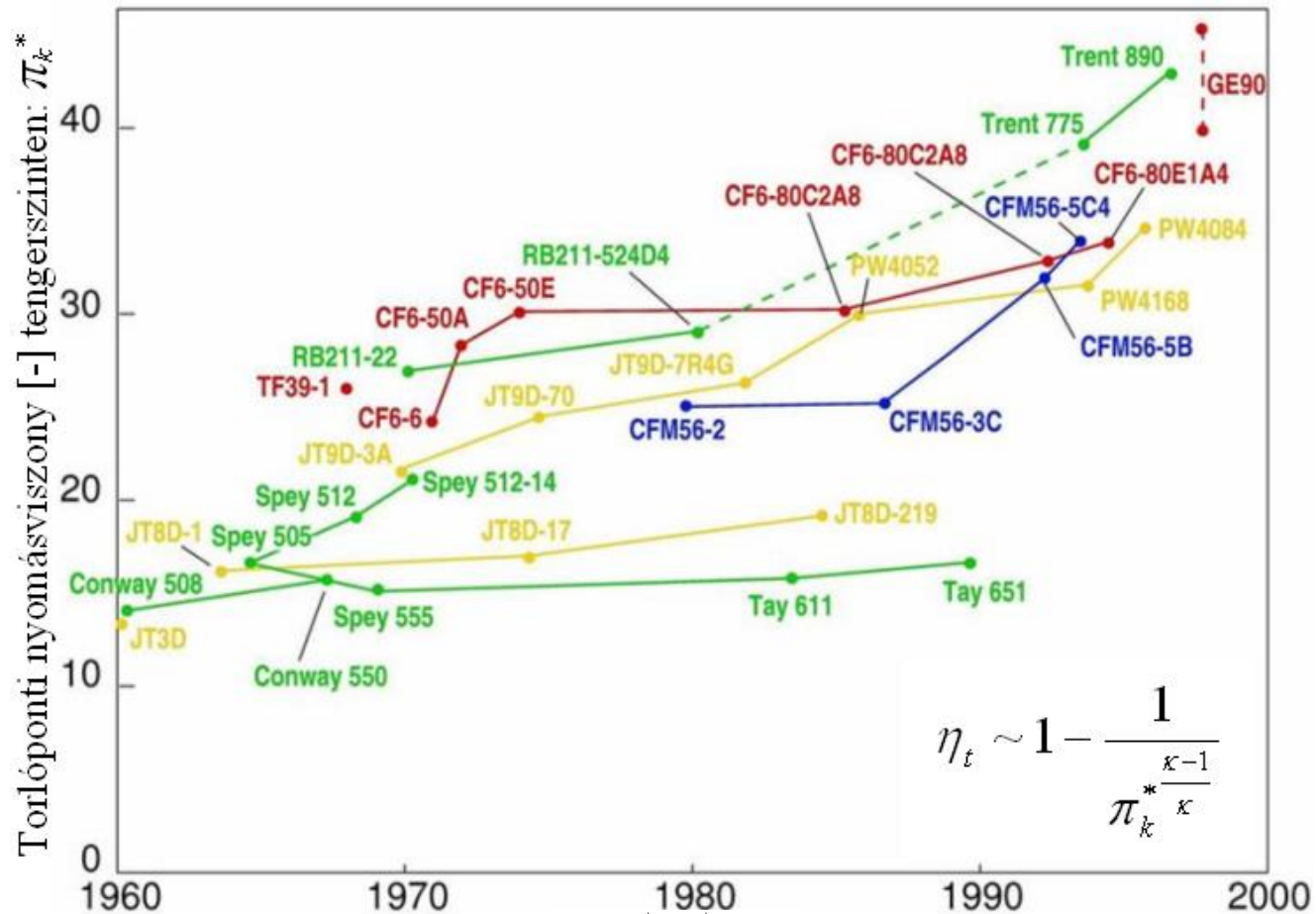
$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2}\right) \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1} = 1 - \frac{1}{T_2/T_1} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{(\pi_k)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

Brayton (Joule) körfolyamat



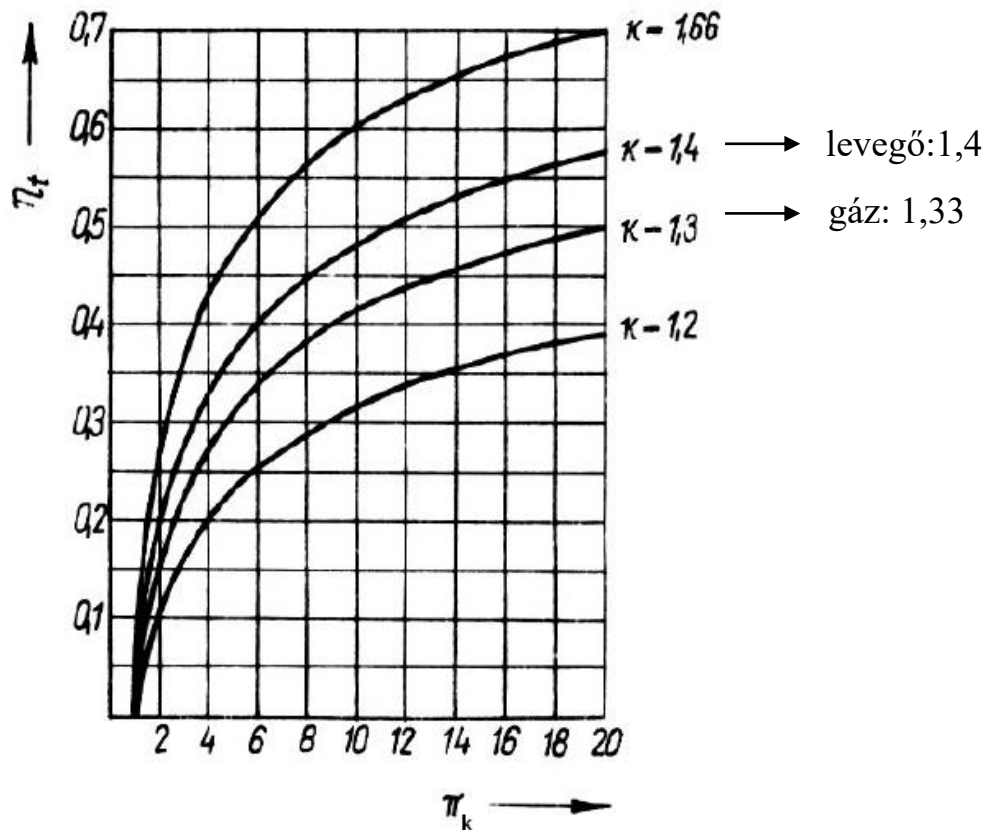
$$\eta_t \sim 1 - \frac{1}{\pi_k^{*\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

Brayton (Joule) körfolyamat



$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\left(\pi_k\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

Gázturbinás sugárhajtómű

A turbina által leadott fajlagos munka:

$$w_T = i_3 - i_4 = c_p (T_3 - T_{4*}) \quad [J / kg]$$

A kompresszor hajtásához szükséges munka:

$$w_K = i_2 - i_1 = c_p (T_2 - T_1) \quad [J / kg]$$

A sugárhajtóműnél a turbina csak a kompresszort hajtja:

$$w_T = w_K \rightarrow c_p (T_3 - T_{4*}) = c_p (T_2 - T_1),$$

amiből a turbina utáni hőmérséklet T_{4*} meghatározható.

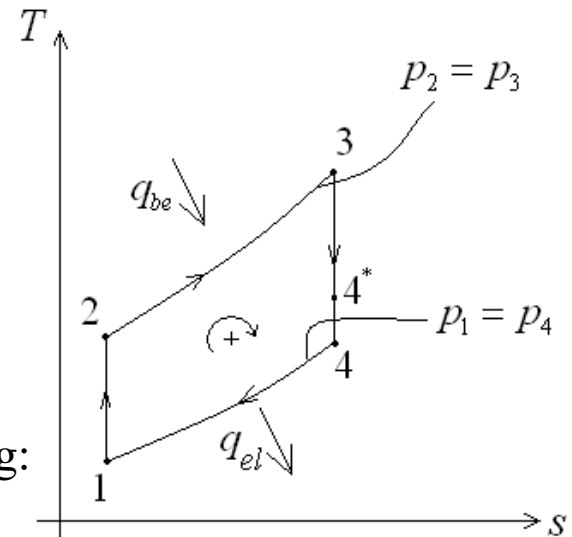
A nyomás és a hőmérséklet a Poisson egyenletből, a 4 pontban kialakuló sebesség az I. Főtételből határozható meg:

$$\frac{T_3}{T_{4*}} = \left(\frac{p_3}{p_{4*}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow p_{4*} = \dots \quad \frac{T_{4*}}{T_4} = \left(\frac{p_{4*}}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow T_4 = \dots$$

$$c_p T_{4*} = c_p T_4 + \frac{w_4}{2} \rightarrow w_4 = \dots \quad \text{Feltételek: } w_{4*} \approx 0, \text{ vagy legalábbis elhanyagolható}$$

w_4 -hez képest és id. adiabatikus az áramlás.

Ekkor a hajtómű tolóereje az impulzustétel segítségével: $F_t = \dot{m}(w_4 - v) \quad [N]$
 ahol \dot{m} pont a w_4 sebességgel a hajtóműből kiáramló gáz tömegárama és v a repülési sebesség.



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

Brayton (Joule) körfolyamat

$$w_h = q_{be} - q_{el} = c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1) = c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)$$

$$w_h = w_t - w_k = c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1) \longleftarrow \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$w_h = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\pi_k \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) - c_p T_1 \left(\left(\pi_k \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad \pi_k = \frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1},$$

A maximális fajlagos hasznos munka :

$$\frac{\partial w_h}{\partial \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \frac{\partial \left(c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) - c_p T_1 \left(\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right)}{\partial \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 0$$



4. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

Brayton (Joule) körfolyamat

$$c_p T_3 \frac{1}{\left(\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)^2} - c_p T_1 = 0 \quad \longrightarrow \quad \pi_{k,opt}(w_{h,max}) = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{2(\kappa-1)}}$$

$$\pi_{k,(w_h=0)} = \pi_{k,opt}(w_{h,max}) \quad \text{mivel} \quad 0 = w_h = T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_{k,(w_h=0)}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right) - T_1 \left(\pi_{k,(w_h=0)}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)$$

$$0 = T_1 \pi_{k,(w_h=0)}^{\frac{2\kappa-1}{\kappa}} - (T_3 + T_1) \pi_{k,(w_h=0)}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + T_3 \quad \longrightarrow \quad \cancel{\pi_{k,(w_h=0)}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1, \quad \pi_{k,(w_h=0)}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_3/T_1$$

$$\pi_{k,(w_h=0)} = \pi_{k,opt}(w_{h,max}) \quad \longleftarrow \quad \text{valóban} \quad \longleftarrow \quad \pi_{k,(w_h=0)} = \left(T_3/T_1\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

Brayton (Joule) körfolyamat

A maximális hasznos fajlagos munka esetén $T_2 = T_4$, hiszen

$$\pi_{k,opt}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

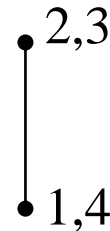
$T_3 = \frac{T_2^2}{T_1}$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_2^2}{T_4 T_1} \longrightarrow \underline{\underline{T_2 = T_4}}$$

A hasznos fajlagos ideális munkának két zérushelye van.

Ha $\pi_k = 1 \rightarrow w_h = 0$, ha $q_{be} = q_{el} = 0 \rightarrow w_h = 0$, akkor $T_3 = T_2$

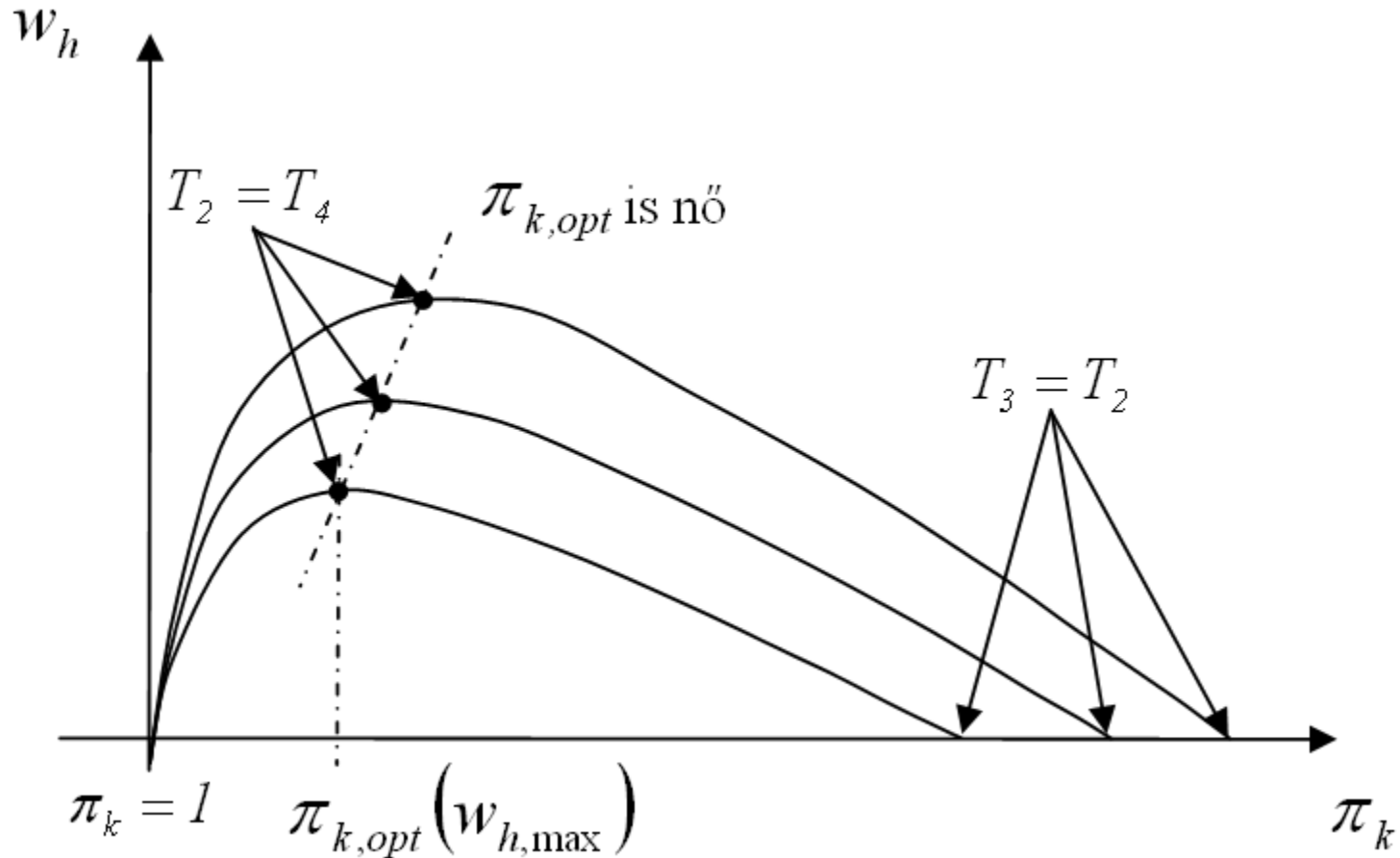
Ebben az esetben: $\frac{T_3}{T_1} = \frac{T_2}{T_1} = \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Ideális egyszerű gázturbinás körfolyamat

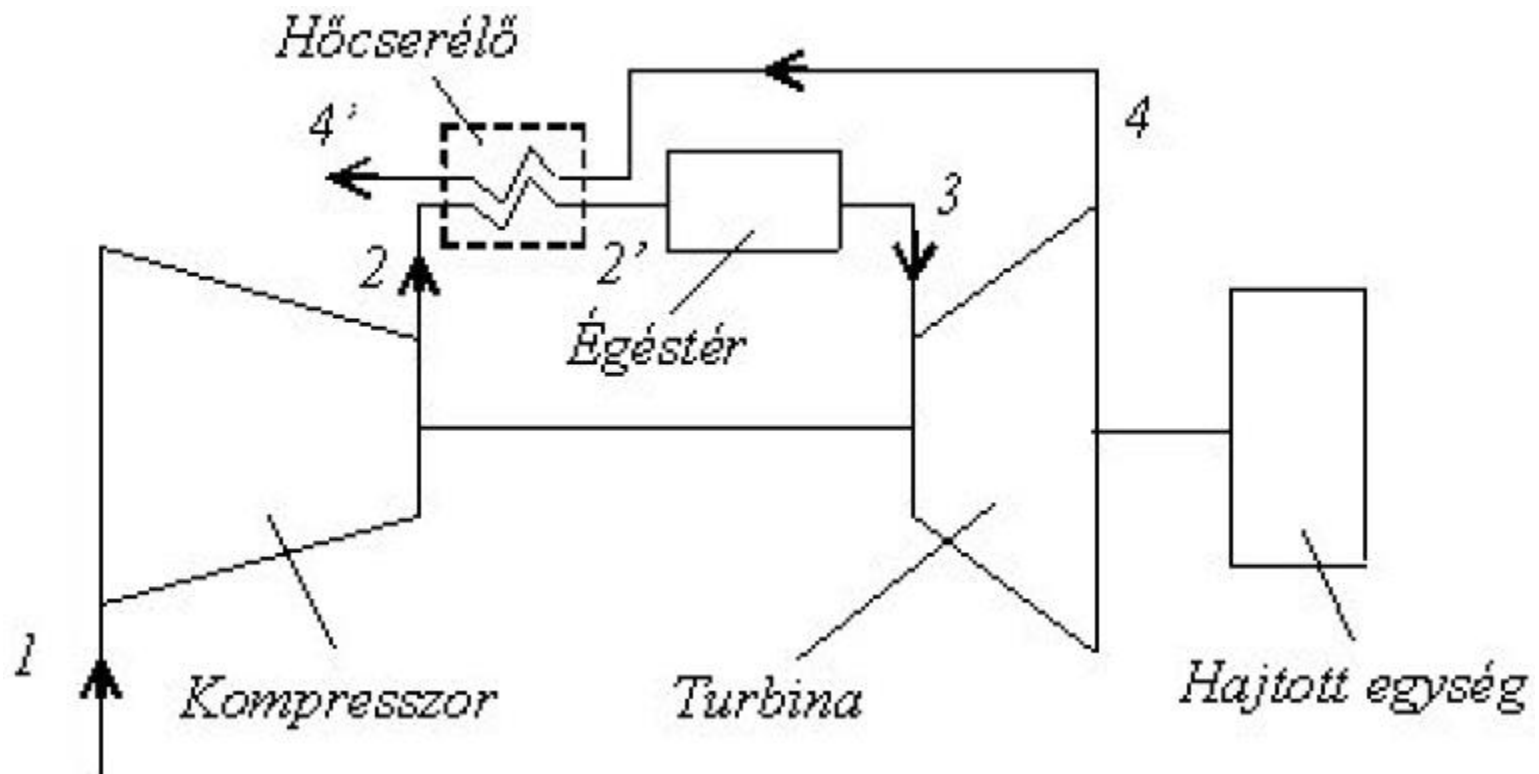
Brayton (Joule) körfolyamat



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Ideális hőcserélős gázturbinás körfolyamat



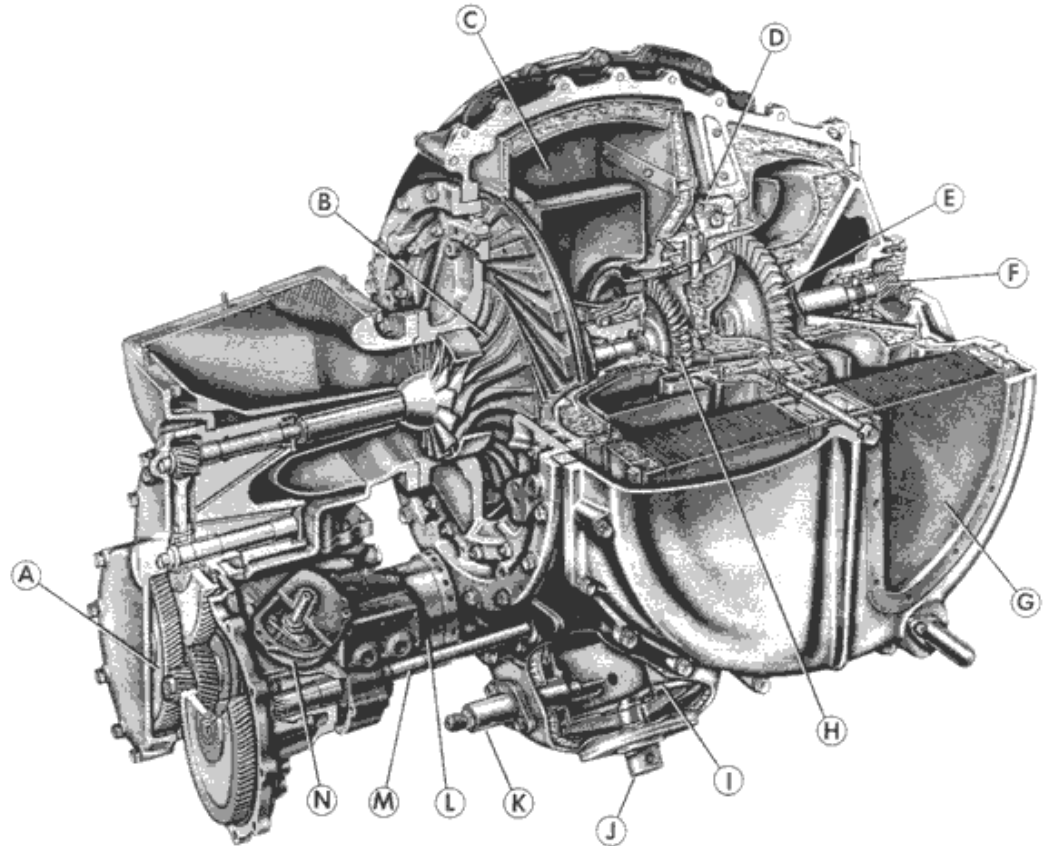
3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Ideális hőcserélős gázturbinás körfolyamat

Chrysler gépjármű gázturbina (1962-1963)

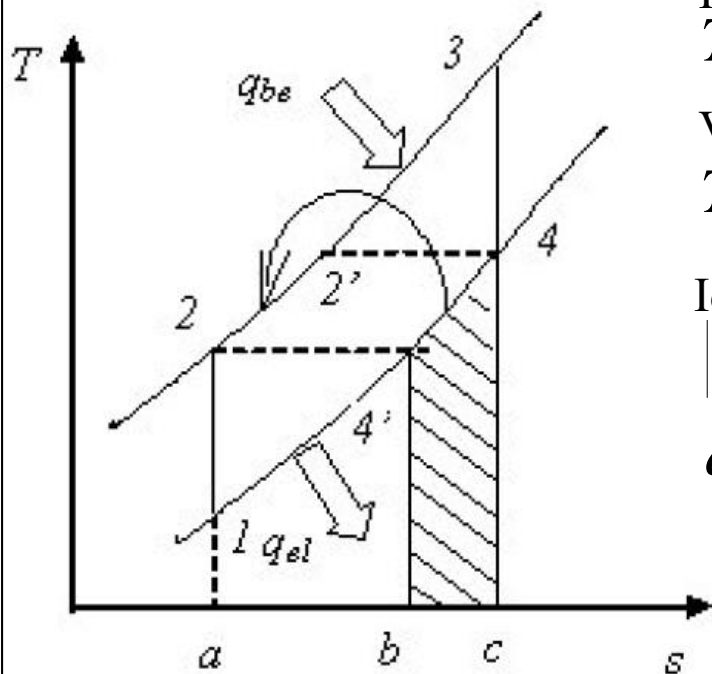
A: kihajtás a kiegészítő berendezések meghajtására, B: centrifugál kompresszor, C: jobb oldali forgó hőcserélő rotor, D: állítható fúvóka, E: munka-turbina, F: fordulatszám csökkentő áttétel, K: bal oldali forgó hőcserélő rotor, H: gázgenerátor turbina, I: égéstér, J: tüzelőanyag befecskendező, K: nyújtógyertya, L: indítómotor és generátor, M: a forgó hőcserélő meghajtó tengelye, N: gyújtó-berendezés (Forrás: <http://www.allpar.com/mopar/turbine.html>, 2010-07-23)



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Ideális hőcserélős gázturbinás körfolyamat



Ideális hőcserélők esetén (∞ nagy a hőátadó felület):

$$T_{2'} = T_4 \quad T_{4'} = T_2$$

Valóságos esetben:

$$T_{2'} < T_4 \quad T_{4'} > T_2$$

Ideális feltételezéssel élve:

$$|q_{el}| = c_p (T_{4'} - T_1) = c_p (T_2 - T_1) = w_k \text{ [J/kg]}$$

$$q_{be} = c_p (T_3 - T_{2'}) = c_p (T_3 - T_4) = w_t \text{ [J/kg]}$$

A körfolyamat hasznos munkája nem változik:

$$w_h = q_{be} - |q_{el}| = w_t - w_k \text{ [J/kg]}$$

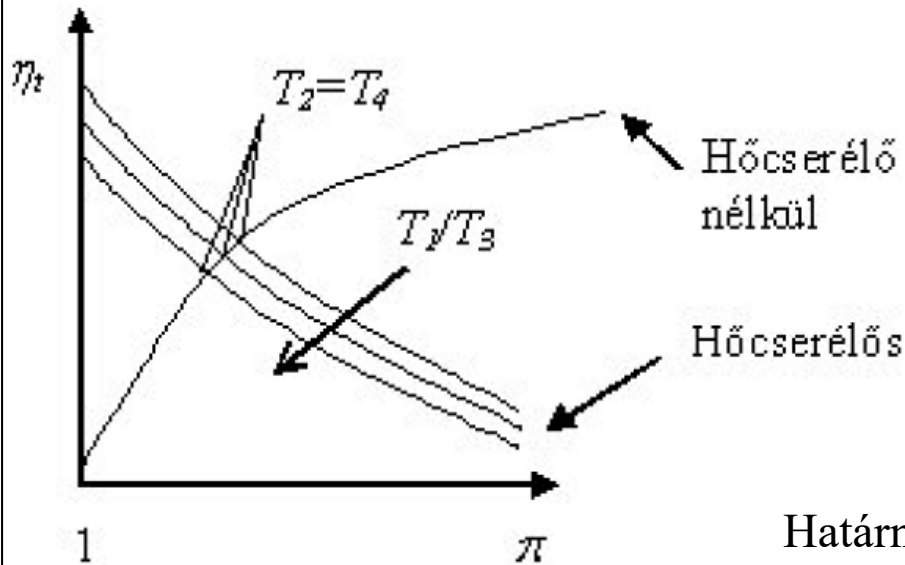
$$\eta_t = \frac{w_h}{q_{be}} = \frac{q_{be} - |q_{el}|}{q_{be}} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{1 - 1/\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Ideális hőcserélős gázturbinás körfolyamat



$$\eta_{t,h} = \eta_{t,hn}$$

$$1 - \frac{T_1}{T_3} \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

$$\pi_k^{\frac{2\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_3}{T_1}$$

Határnyomásviszony: $\pi_k = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{2(\kappa-1)}} = \pi_{k,hat}$

$$\pi_{k,hat}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$T_3 = \frac{T_2^2}{T_1}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_2^2}{T_4 T_1} \rightarrow \underline{T_2 = T_4}$$

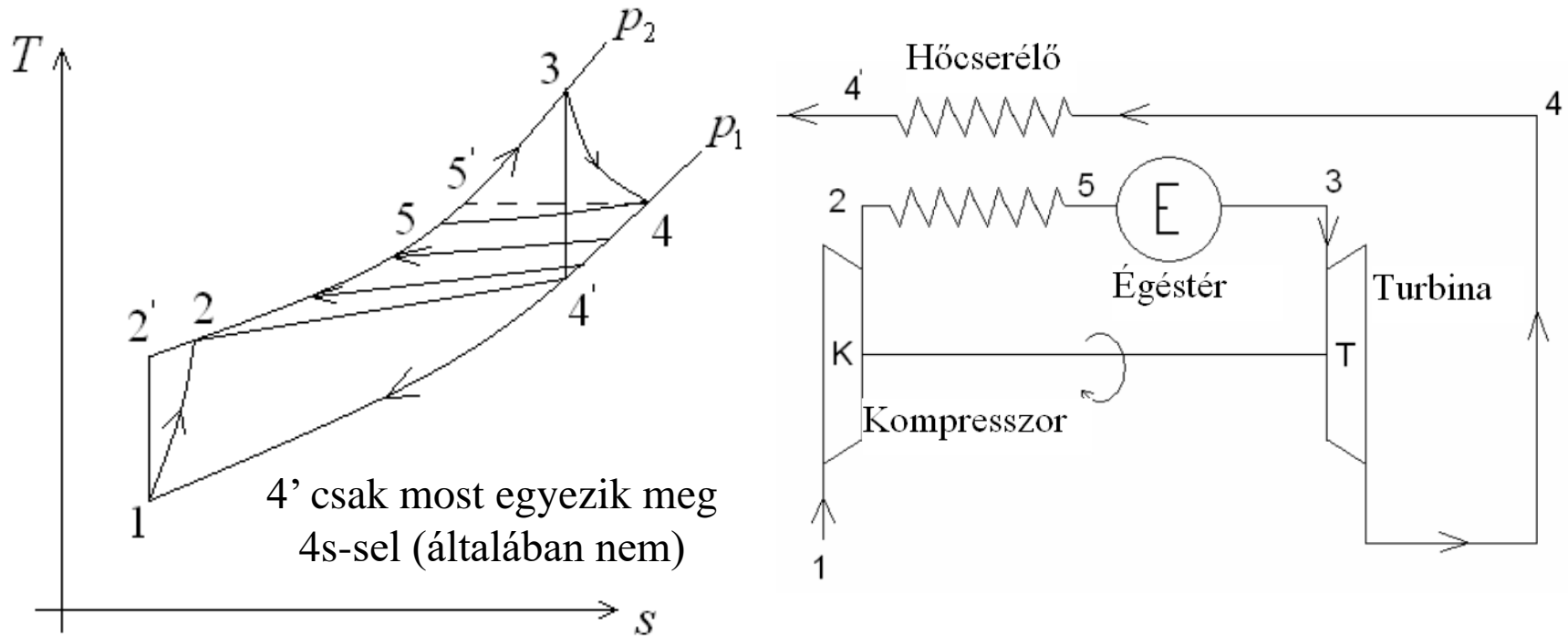


3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos hőcserélős gázturbinás körfolyamat

Mert nincs (nyomás-)vesztés (nyomás-visszanyerési tényező; szigma) a szívócsatornában, a hőcserélőben az égéstérben és a fúvócsőben (csak a kompresszorban és a turbinában)

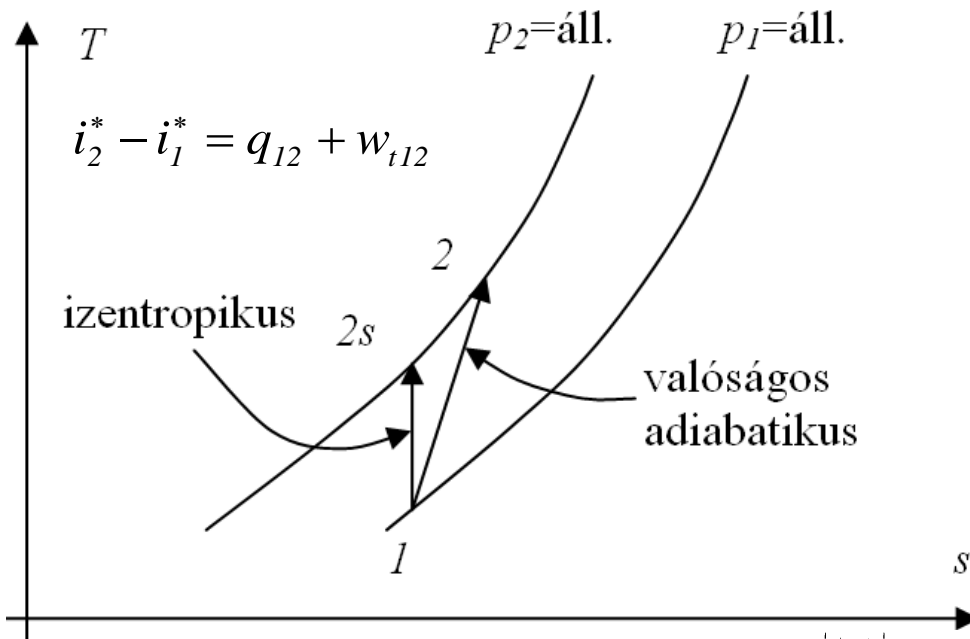


3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos hőcserélős gázturbinás körfolyamat

$$\eta_s^k = \frac{|w_{t1,2s}|}{|w_{t1,2}|} = \frac{i_{2s}^* - i_1^*}{i_2^* - i_1^*} \stackrel{c_2 \approx c_1}{=} \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} = \frac{c_p (T_{2s} - T_1)}{c_p (T_2 - T_1)} \stackrel{\text{ideális gáz}}{=} \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{\frac{T_{2s}}{T_1} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{(\pi_k)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad \pi_k = \frac{p_2}{p_1}$$



$$P^k = \dot{m} |w_{t12}| = \dot{m} (i_2 - i_1) = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) = \dot{m} c_p (T_{2s} - T_1) \frac{1}{\eta_s^k} = \dot{m} c_p T_1 \left(\pi_k^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_s^k} = \dot{m} w_k$$

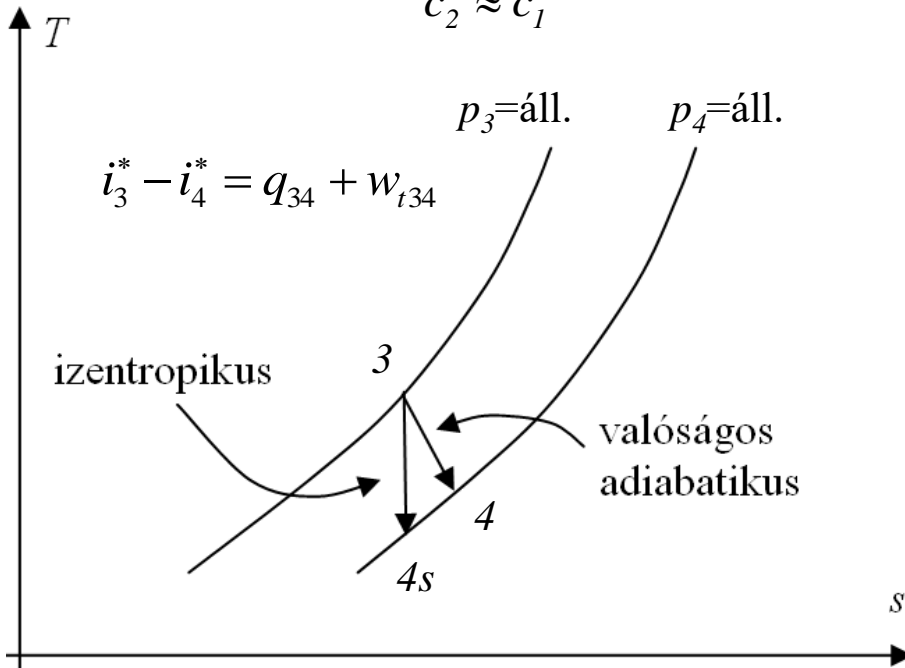


3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos hőcserélős gázturbinás körfolyamat

$$\eta_s^t = \frac{|w_{t3,4}|}{|w_{t3,4s}|} = \frac{i_3^* - i_4^*}{i_3^* - i_{4s}^*} = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_{4s}} = \frac{c_p (T_3 - T_4)}{c_p (T_3 - T_{4s})} \stackrel{\text{ideális gáz}}{=} \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{1 - \frac{T_{4s}}{T_3}} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$



$$P^t = \dot{m} |w_{t34}| = \dot{m} (i_3 - i_4) = \left| \pi_t = \frac{p_3}{p_4} \right.$$

$$= \dot{m} c_p (T_3 - T_4) =$$

$$= \dot{m} c_p (T_3 - T_{4s}) \eta_s^t =$$

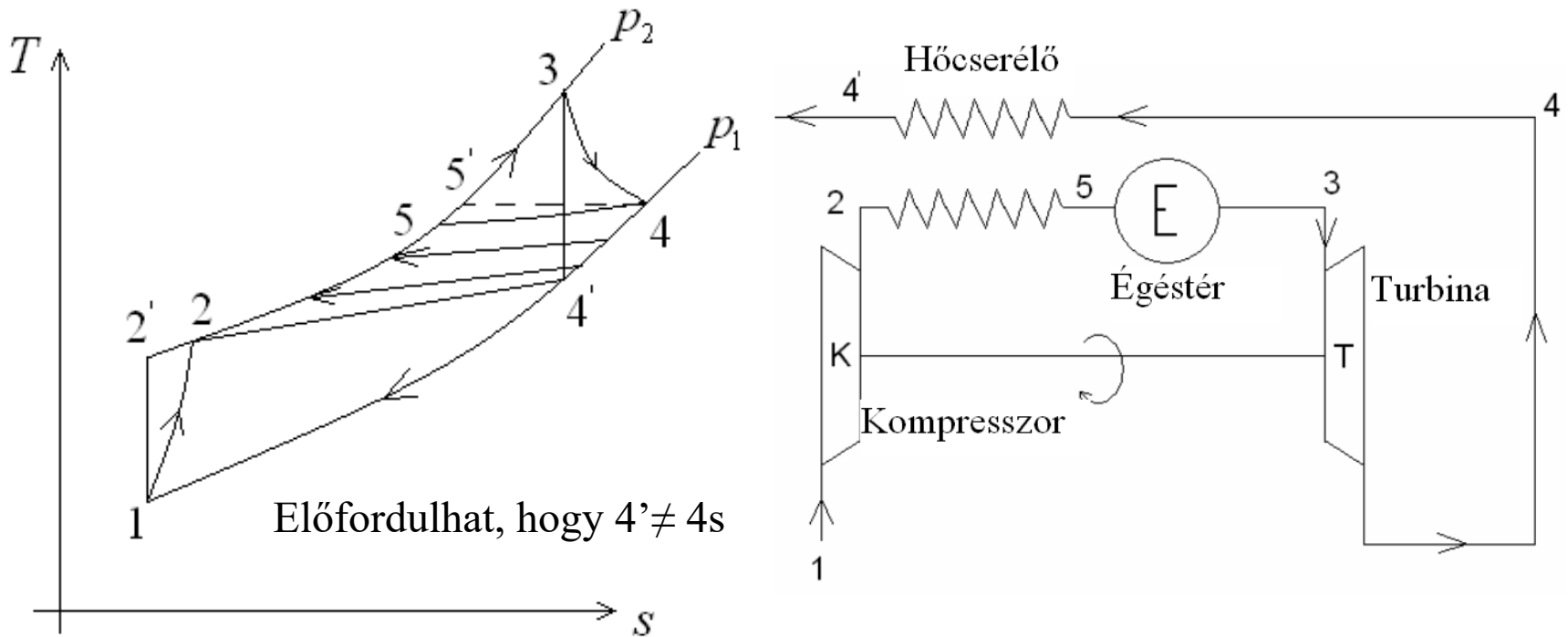
$$= \dot{m} c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_t^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right) \eta_s^t = \dot{m} w_t$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos hőcserélős gázturbinás körfolyamat



$$\eta_H = \frac{q_{valós}}{q_{elméleti}} = \frac{i_5 - i_2}{i_4 - i_2} = \frac{c_p T_5 - c_p T_2}{c_p T_4 - c_p T_2} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \longrightarrow T_5 - T_2 = \eta_H (T_4 - T_2)$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos hőcserélős gázturbinás körfolyamat

$$T_4 - T_2 = (T_3 - T_1) - [(T_2 - T_1) + (T_3 - T_4)] = (T_3 - T_1) - \left[\frac{1}{\eta_s^k} (T_{2'} - T_1) + \eta_s^t (T_3 - T_{4'}) \right] =$$

$$= T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \left[\frac{1}{\eta_s^k} T_1 (\pi_k^m - 1) + \eta_s^t T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) \right] \quad \boxed{m = \frac{\kappa - 1}{\kappa}}$$

$$T_5 - T_2 = \eta_H (T_4 - T_2) \longrightarrow T_5 - T_2 = \eta_H T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \left[\frac{1}{\eta_s^k} (\pi_k^m - 1) + \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) \right] \right]$$

$$q_{be} = c_p (T_3 - T_5) = c_p [(T_3 - T_2) - (T_5 - T_2)]$$

$$(T_3 - T_2) = [(T_3 - T_1) - (T_2 - T_1)] = \left[(T_3 - T_1) - \frac{1}{\eta_s^k} (T_{2'} - T_1) \right] = T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_k^m - 1) \right]$$

$$w_h = \eta_s^t (i_3 - i_{4'}) - \frac{1}{\eta_s^k} (i_{2'} - i_1) = c_p \left[\eta_s^t (T_3 - T_{4'}) - \frac{1}{\eta_s^k} (T_{2'} - T_1) \right]$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos hőcserélős gázturbinás körfolyamat

$$q_{be} = c_p T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_k^m - 1) - \eta_H \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_k^m - 1) - \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) \right] \right]$$

$$w_h = c_p \left[\eta_s^t T_3 \left(1 - \frac{T_{4'}}{T_3} \right) - \frac{1}{\eta_s^k} T_1 \left(\frac{T_{2'}}{T_1} - 1 \right) \right] = c_p T_1 \left[\eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_k^m - 1) \right]$$

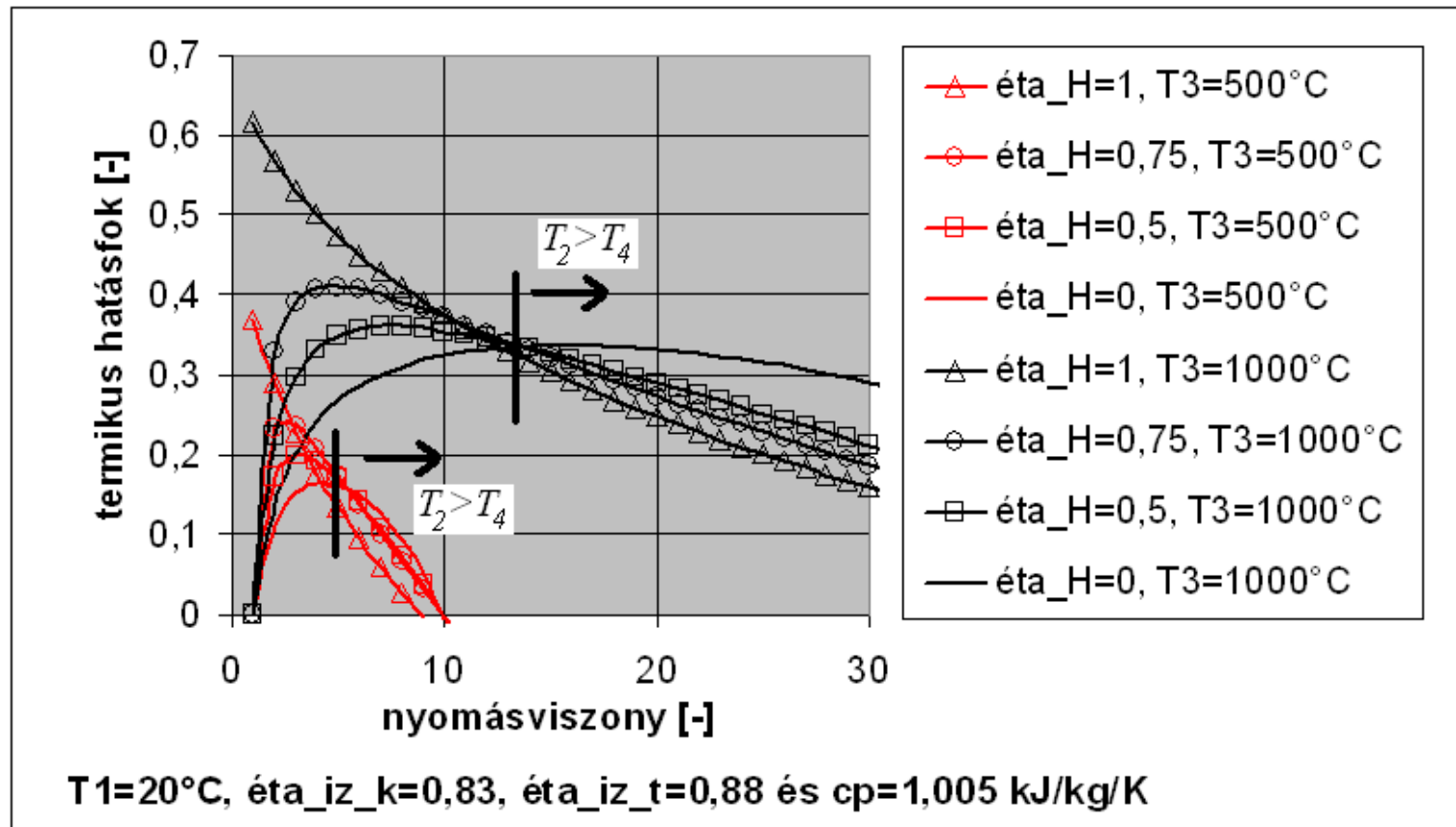
$$\eta_t = \frac{w_h}{q_{be}} = \frac{\eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_k^m - 1)}{\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_k^m - 1) - \eta_H \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_k^m - 1) - \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) \right]}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

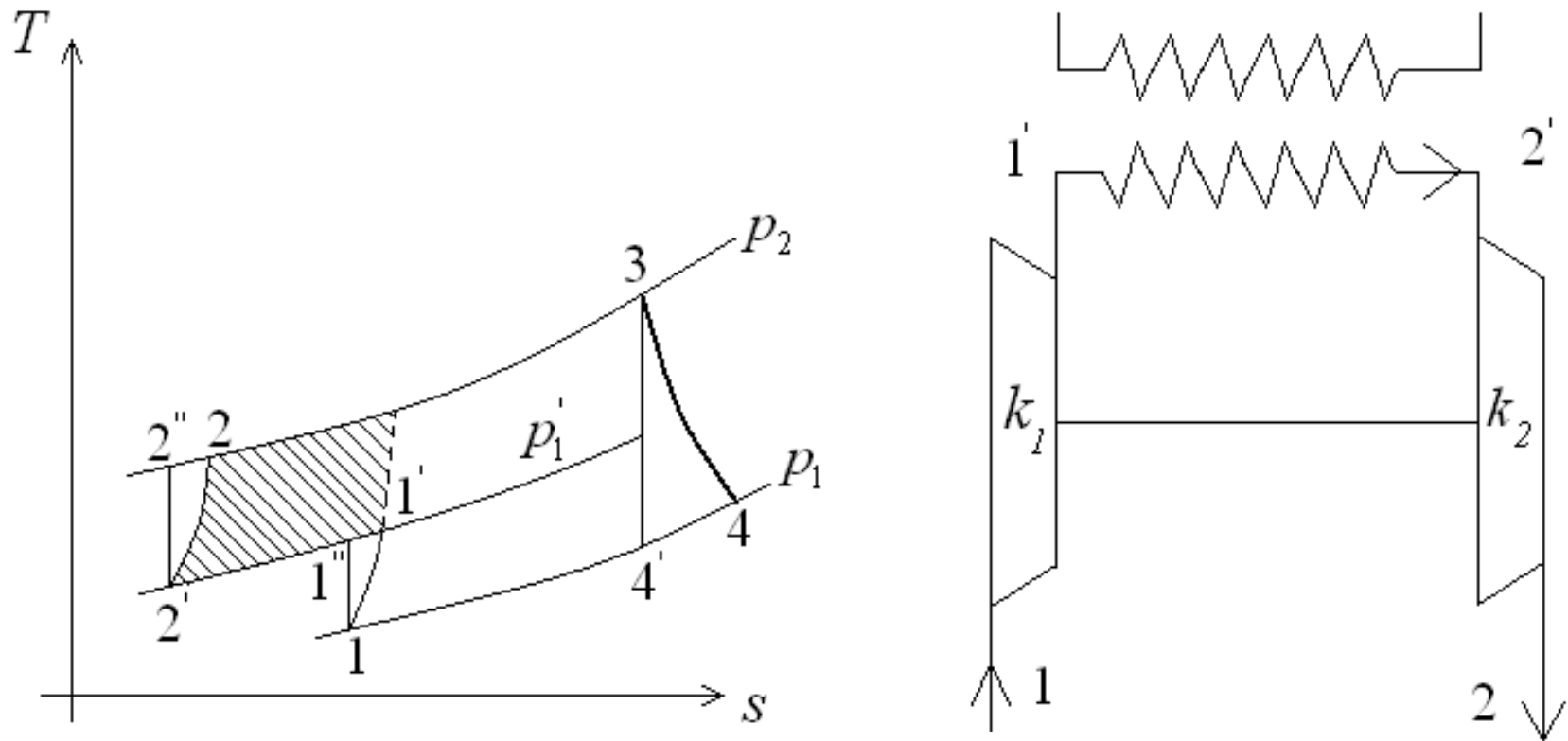
Félig valóságos hőcserélős gázturbinás körfolyamat



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos gázturbinás körfolyamat: levegő-visszahűtés

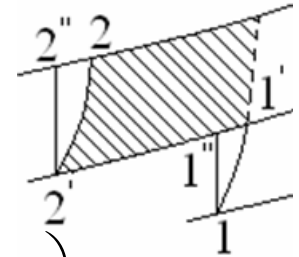


3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos gázturbinás körfolyamat: levegő-visszahűtés

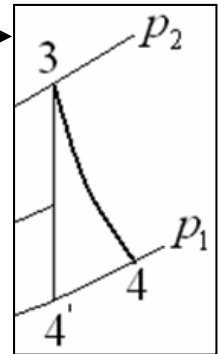
$$w_k = (i_{1'} - i_1) + (i_2 - i_{2'}) = \frac{1}{\eta_s^{k_1}} (i_{1''} - i_1) + \frac{1}{\eta_s^{k_2}} (i_{2''} - i_{2'}) \longrightarrow$$



$$w_k = \frac{c_p}{\eta_s^{k_1}} (T_{1''} - T_1) + \frac{c_p}{\eta_s^{k_2}} (T_{2''} - T_{2'}) = \frac{c_p}{\eta_s^{k_1}} T_1 \left(\frac{T_{1''}}{T_1} - 1 \right) + \frac{T_{2'}}{\eta_s^{k_2}} c_p \left(\frac{T_{2''}}{T_{2'}} - 1 \right)$$

$$m = \frac{\kappa - 1}{\kappa}, \quad \frac{T_3}{T_{4'}} = \pi_k^m, \quad \frac{T_{1''}}{T_1} = \pi_{k_1}^m, \quad \pi_k^m = \pi_{k_1}^m \pi_{k_2}^m, \quad \frac{T_{2''}}{T_{2'}} = \frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m}$$

$$w_k = c_p \left[\frac{T_1}{\eta_s^{k_1}} (\pi_{k_1}^m - 1) + \frac{T_{2'}}{\eta_s^{k_2}} \left(\frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m} - 1 \right) \right], \quad w_t = c_p \eta_s^t T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) \longrightarrow$$



$$w_h = c_p \left\{ \eta_s^t T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) - \left[\frac{T_1}{\eta_s^{k_1}} (\pi_{k_1}^m - 1) + \frac{T_{2'}}{\eta_s^{k_2}} \left(\frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m} - 1 \right) \right] \right\}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos gázturbinás körfolyamat: levegő-visszahűtés

$$q_{be} = i_3 - i_2 = c_p (T_3 - T_2) = c_p \left\{ T_3 - T_{2'} \left[\frac{1}{\eta_s^{k_2}} \left(\frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m} - 1 \right) + 1 \right] \right\},$$

amelyben:

$$T_2 - T_{2'} = \frac{1}{\eta_s^{k_2}} (T_{2''} - T_{2'}) \rightarrow T_2 - T_{2'} = \frac{T_{2'}}{\eta_s^{k_2}} \left(\frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m} - 1 \right) \rightarrow T_2 = c_p \left[\frac{T_{2'}}{\eta_s^{k_2}} \left(\frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m} - 1 \right) + T_{2'} \right]$$

$$\eta_t = \frac{w_h}{q_{be}} = \frac{\eta_s^t T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) - \left[\frac{T_1}{\eta_s^{k_1}} (\pi_{k_1}^m - 1) + \frac{T_{2'}}{\eta_s^{k_2}} \left(\frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m} - 1 \right) \right]}{T_3 - T_{2'} \left[\frac{1}{\eta_s^{k_2}} \left(\frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m} - 1 \right) + 1 \right]}$$



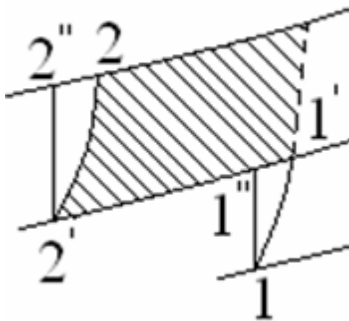
3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos gázturbinás körfolyamat: levegő-visszahűtés

Tegyük fel, hogy $T_1 = T_{2'}$, illetve $\eta_s^{k_1} = \eta_s^{k_2} = \eta_s^k$

$$w_h = c_p T_1 \left\{ \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) - \left[\frac{1}{\eta_s^k} (\pi_{k_1}^m - 1) + \frac{1}{\eta_s^k} \left(\frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m} - 1 \right) \right] \right\}$$



$$\eta_t = \frac{\eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) - \left[\frac{1}{\eta_s^k} (\pi_{k_1}^m - 1) + \frac{1}{\eta_s^k} \left(\frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m} - 1 \right) \right]}{\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{1}{\eta_s^k} \left(\frac{\pi_k^m}{\pi_{k_1}^m} - 1 \right)}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos gázturbinás körfolyamat: levegő-visszahűtés

Határozzuk meg, hogy milyen arányban kell megoszlnia a nyomásviszonynak a két kompresszor egység között akkor, ha maximális hasznos munkát (és termikus hatásfokot) szeretnénk elérni:

$$\frac{dw_h}{d\pi_{k_1}^m} = 0 \rightarrow c_p T_1 \left[-\frac{1}{\eta_s^k} + \frac{1}{\eta_s^k} \frac{\pi_k^m}{(\pi_{k_1}^m)^2} \right] = 0 \quad \longrightarrow \quad \pi_{k_1}^m = \left(\pi_k^m \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$w_h = c_p T_1 \left\{ \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) - \frac{2}{\eta_s^k} \left(\pi_k^{\frac{m}{2}} - 1 \right) \right\}, \quad m = \frac{\kappa - 1}{\kappa}$$

$$\eta_t = \frac{w_h}{c_p T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} \left(\pi_k^{\frac{m}{2}} - 1 \right) \right]}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos gázturbinás körfolyamat: levegő-visszahűtés

n kompresszor egység esetén (közöttük visszahűtés) optimálisan:

$$w_h = c_p T_1 \left\{ \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_k^m} \right) - \frac{n}{\eta_s^k} \left(\pi_k^{\frac{m}{n}} - 1 \right) \right\}$$

$$\eta_t = \frac{w_h}{c_p T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} \left(\pi_k^{\frac{m}{n}} - 1 \right) \right]}$$

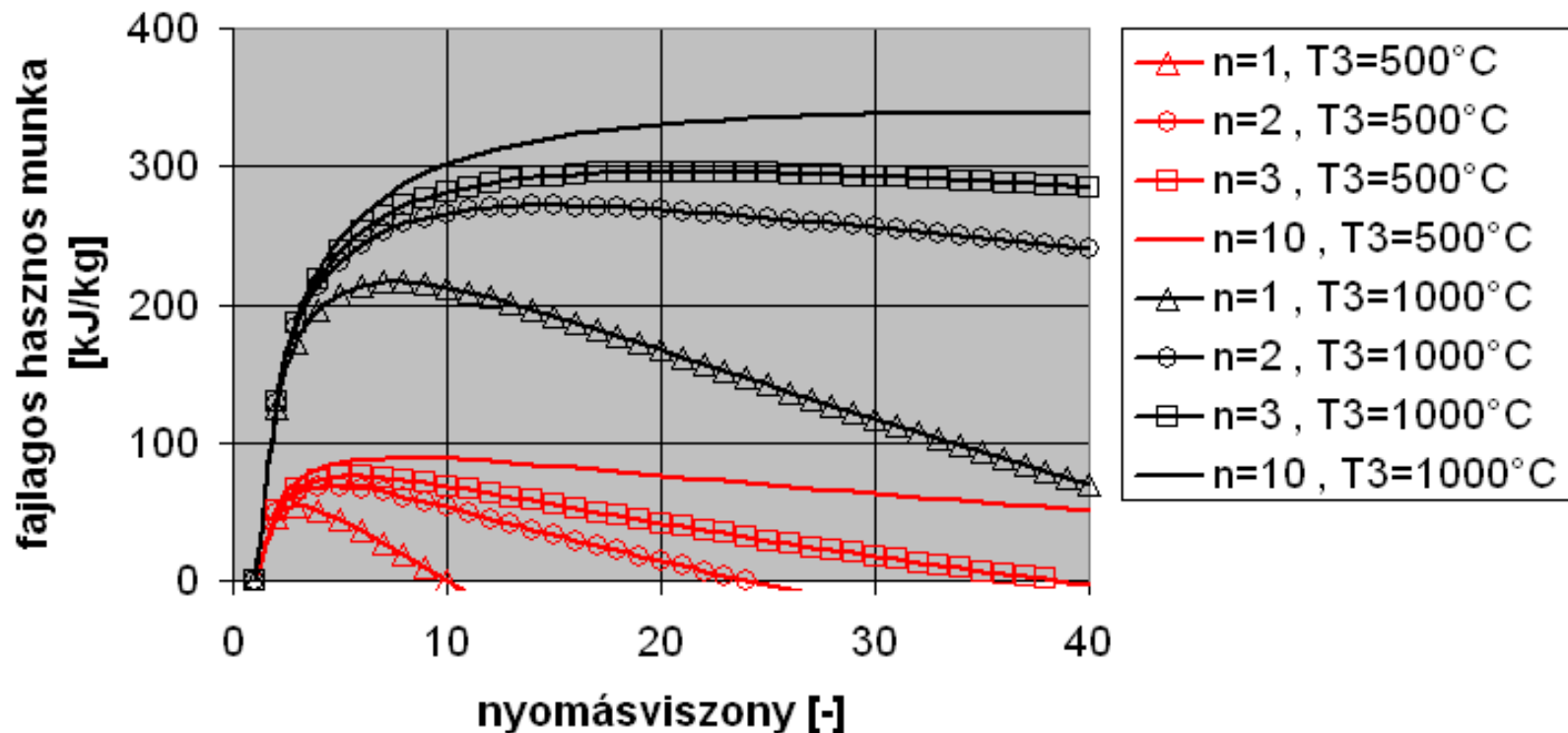
$$m = \frac{\kappa - 1}{\kappa}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos gázturbinás körfolyamat: levegő-visszahűtés



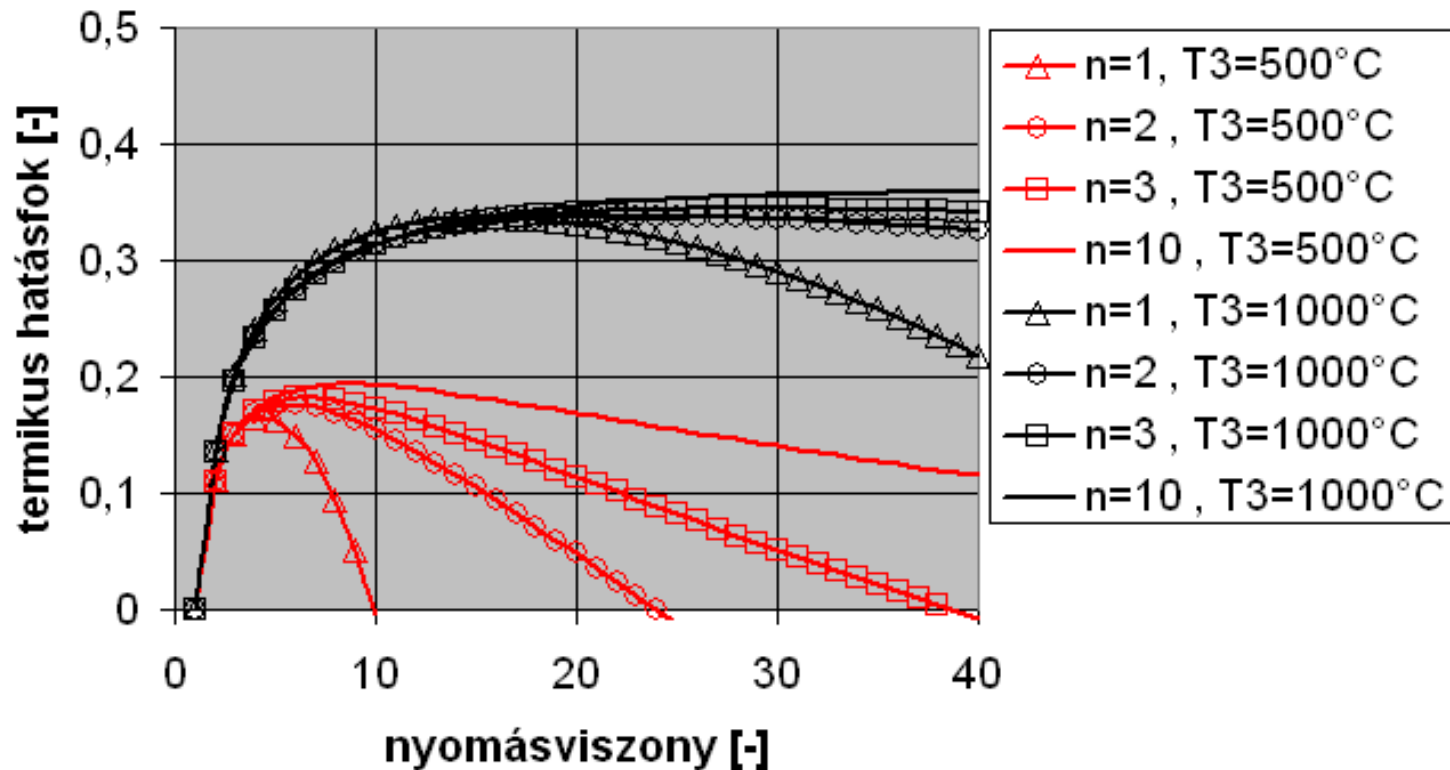
$T_1=20^\circ\text{C}$, $\text{éta}_{iz_k}=0,83$, $\text{éta}_{iz_t}=0,88$ és $c_p=1,005 \text{ kJ/kg/K}$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos gázturbinás körfolyamat: levegő-visszahűtés

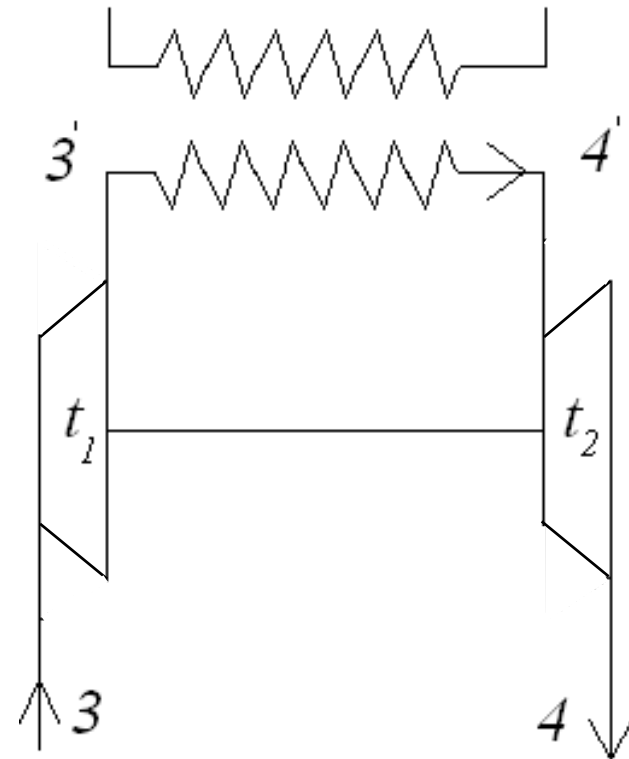
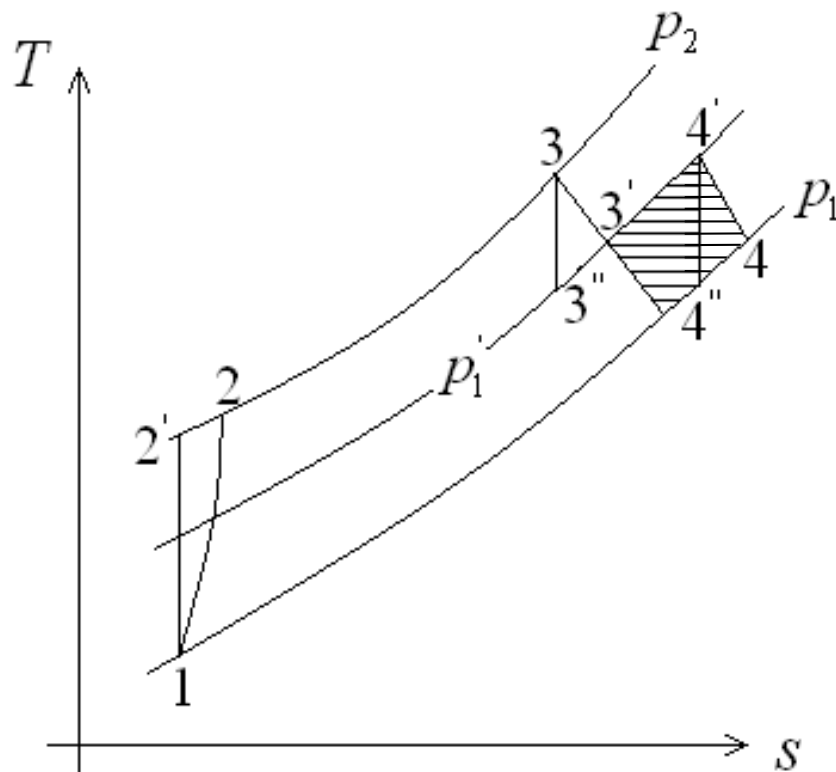


T1=20°C, $\eta_{a, iz, k}=0,83$, $\eta_{a, iz, t}=0,88$ és $c_p=1,005$ kJ/kg/K



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlási folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok



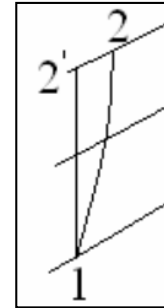
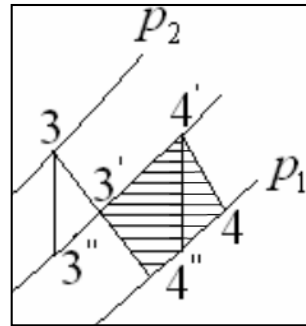
3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos újrahevítéses gázturbinás körfolyamat

$$w_k = c_p \frac{T_1}{\eta_s^k} (\pi_t^m - 1),$$

$$w_t = w_{t_1} + w_{t_2}$$



$$w_t = (i_3 - i_{3'}) + (i_{4'} - i_4) = c_p [\eta_s^{t_1} (T_3 - T_{3''}) + \eta_s^{t_2} (T_{4'} - T_{4''})]$$

$$m = \frac{\kappa - 1}{\kappa}, \quad \pi_t^m = \frac{T_{2'}}{T_1}, \quad \frac{1}{\pi_{t_2}^m} = \frac{\pi_{t_1}^m}{\pi_t^m} = \frac{T_{4''}}{T_{4'}}, \quad \pi_{t_1}^m = \frac{T_3}{T_{3''}}$$

$$w_h = w_t - w_k = c_p \left[\eta_s^{t_1} T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_{t_1}^m} \right) + \eta_s^{t_2} T_{4'} \left(1 - \frac{\pi_{t_1}^m}{\pi_t^m} \right) - \frac{T_1}{\eta_s^k} (\pi_t^m - 1) \right]$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos újrahevítéses gázturbinás körfolyamat

$$w_h = c_p \left[\eta_s^{t_1} T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_t^m} \right) + \eta_s^{t_2} T_{4'} \left(1 - \frac{\pi_{t_1}^m}{\pi_t^m} \right) - \frac{T_1}{\eta_s^k} (\pi_t^m - 1) \right]$$

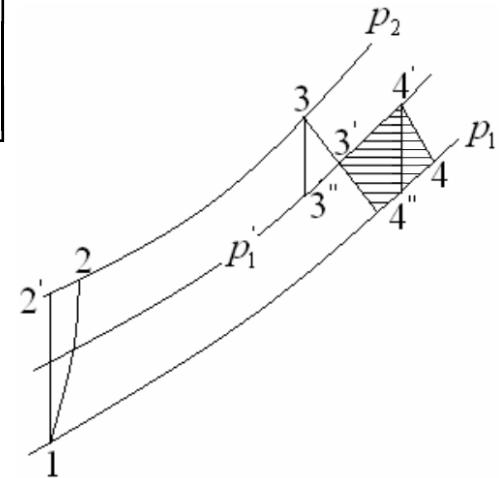
$$q_{be} = c_p [(T_3 - T_2) + (T_{4'} - T_{3'})]$$

$$T_3 - T_2 = T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_t^m - 1) \right]$$

$$T_3 - T_{3'} = \eta_s^{t_1} (T_3 - T_{3''}) \rightarrow -T_{3'} = \eta_s^{t_1} (T_3 - T_{3''}) - T_3$$

$$q_{be} = c_p \left[(T_3 - T_2) + T_{4'} - T_3 + \eta_s^{t_1} T_3 \left(1 - \frac{T_{3''}}{T_3} \right) \right]$$

$$\eta_t = \frac{w_h}{q_{be}} = \frac{w_h}{c_p \left\{ T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_t^m - 1) \right] + T_3 \left[\left(\frac{T_{4'}}{T_3} - 1 \right) - \eta_s^{t_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_{t_1}^m} \right) \right] \right\}}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos újrahevítéses gázturbinás körfolyamat

$$T_{4'} = T_3 \quad \pi_{t_1}^m = \sqrt{\pi_t^m} \quad \eta_s^{t_1} = \eta_s^{t_2} = \eta_s^t$$

esetén, a hasznos fajlagos munka és a termikus hatásfok a következő alakot ölti:

$$w_h = c_p T_1 \left[2\eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_t^{\frac{m}{2}}} \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_t^m - 1) \right]$$

$$\eta_t = \frac{w_h}{c_p \left\{ T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_t^m - 1) \right] + T_3 \left[\left(\frac{T_{4'}}{T_3} - 1 \right) - \eta_s^t \left(1 - \frac{1}{\pi_t^{\frac{m}{2}}} \right) \right] \right\}}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos újrahevítéses gázturbinás körfolyamat

n turbina egység esetén (közöttük újrahevítés) optimálisan (a visszahűtéshez hasonlóan levezetve):

$$w_h = c_p T_1 \left[n \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_t^{\frac{m}{n}}} \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_t^m - 1) \right] \quad m = \frac{\kappa - 1}{\kappa}$$

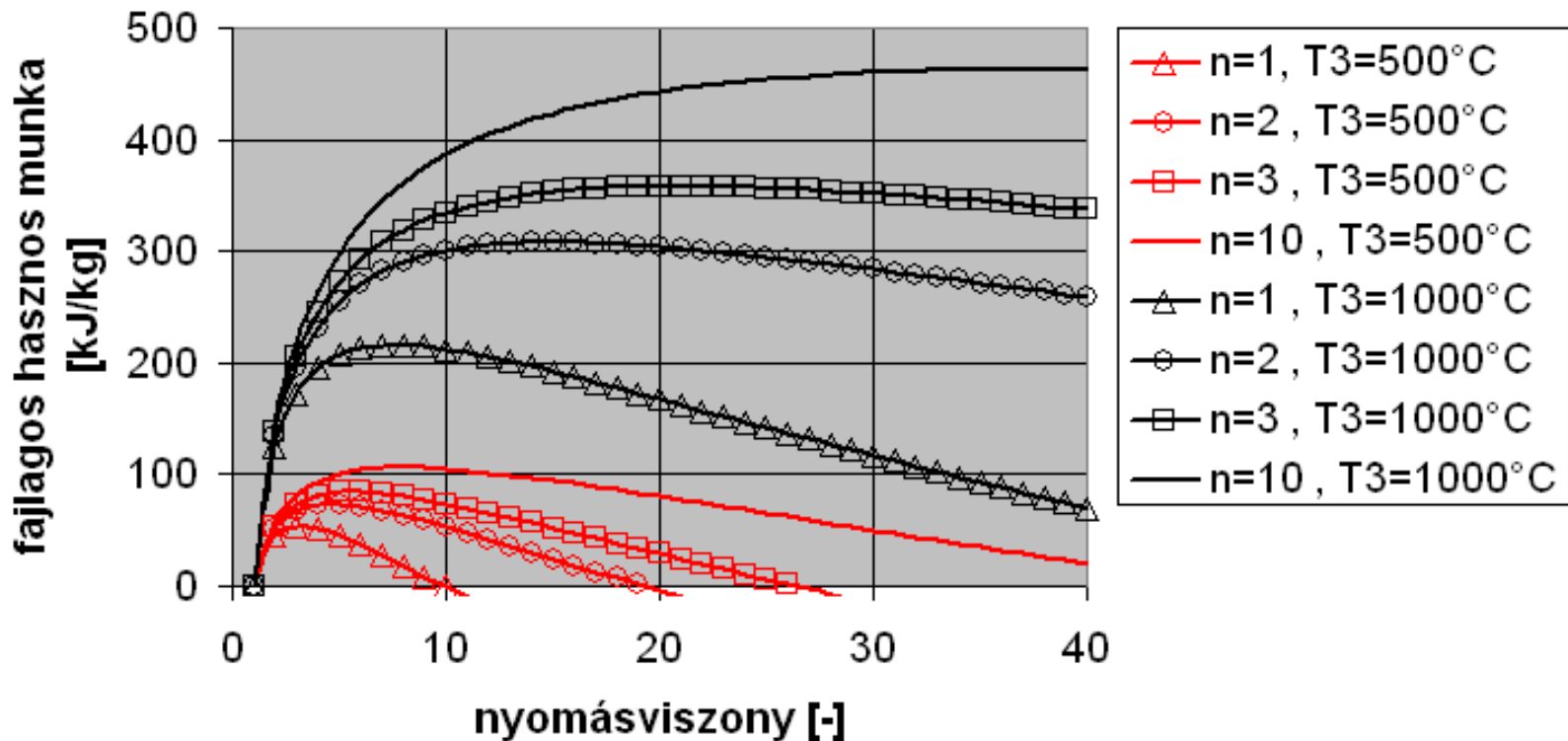
$$\eta_t = \frac{w_h}{c_p T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} (\pi_t^m - 1) + (n - 1) \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi_t^{\frac{m}{n}}} \right) \right]}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos újrahevítéses gázturbinás körfolyamat



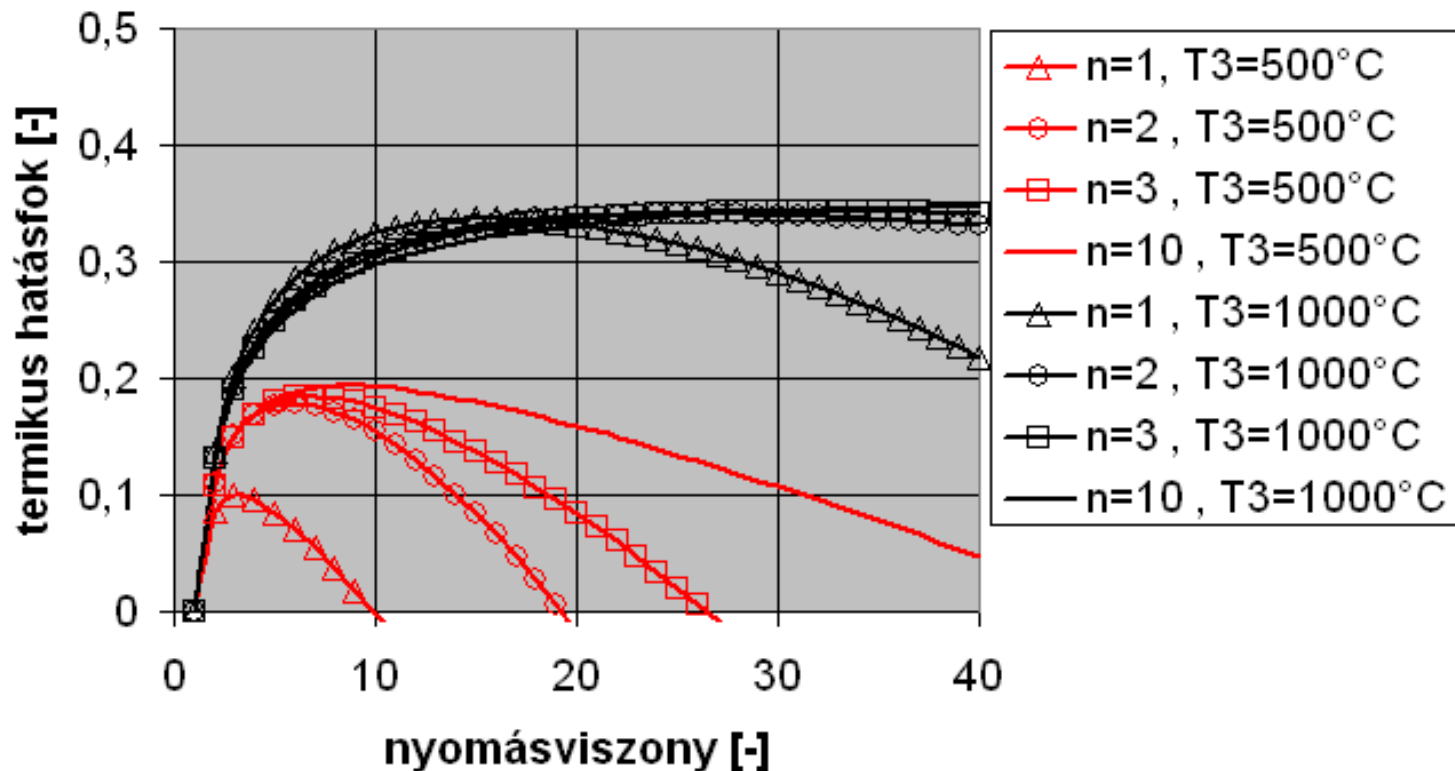
$T_1=20^\circ\text{C}$, $\eta_{\text{iz}_k}=0,83$, $\eta_{\text{iz}_t}=0,88$ és $c_p=1,005 \text{ kJ/kg/K}$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Félig valóságos újrahevítéses gázturbinás körfolyamat



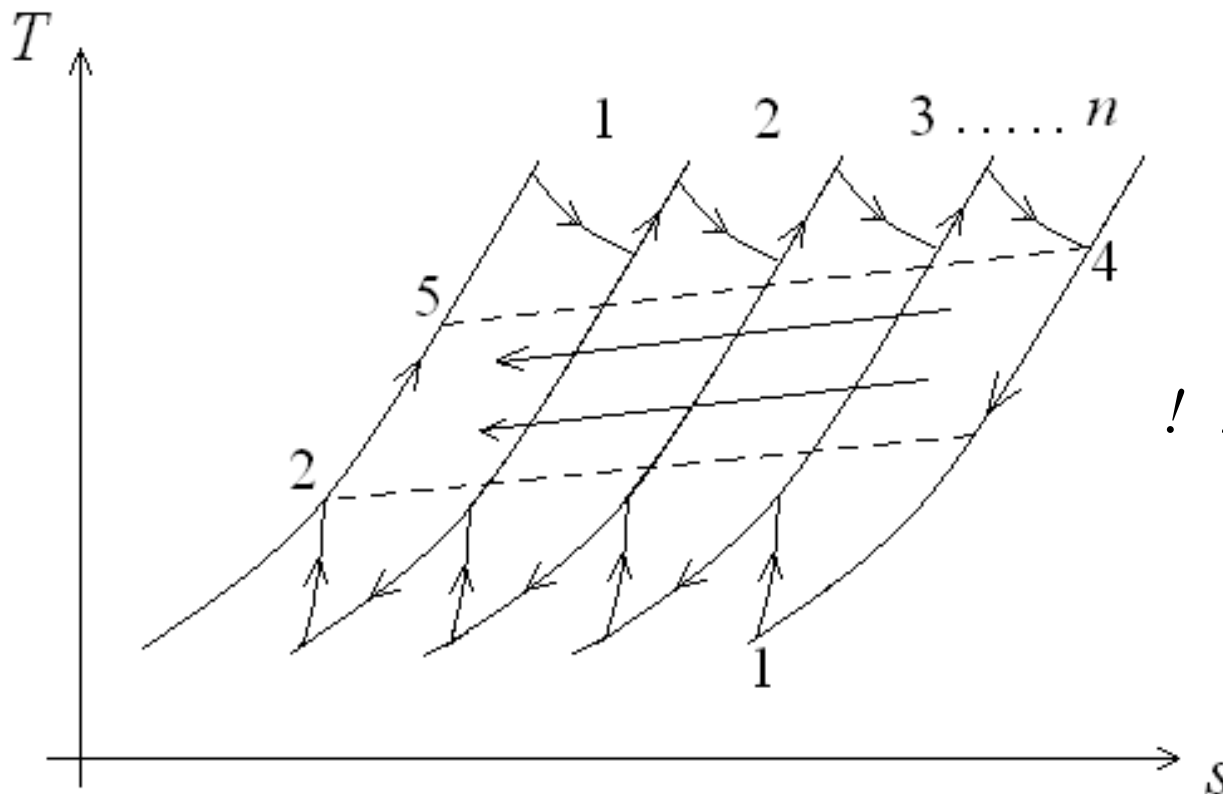
T1=20°C, $\eta_{a_iz_k}=0,83$, $\eta_{a_iz_t}=0,88$ és $c_p=1,005$ kJ/kg/K



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Hőcserélő, visszahűtés és újrahevítés együttes alkalmazása félig valóságos esetben



$$! \pi_1 = \pi^{\frac{1}{n}},$$

$$\pi_2 = \pi^{\frac{1}{n}}, \dots$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Hőcserélő, visszahűtés és újrahevítés együttes alkalmazása félig valóságos esetben

$$w_h = c_p T_1 \left[n \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{m}{n}}} \right) - \frac{1}{\eta_s^k} \left(\pi^{\frac{m}{n}} - 1 \right) \right] \quad m = \frac{\kappa - 1}{\kappa}$$

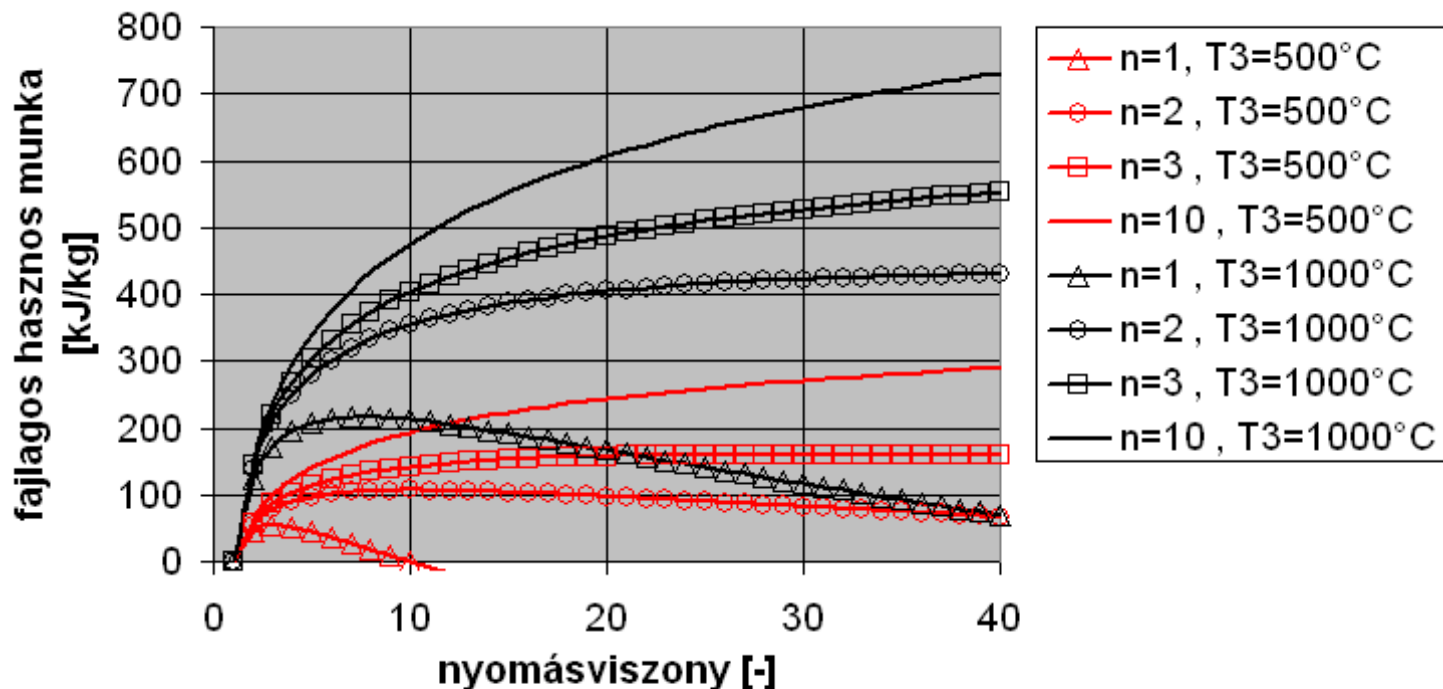
$$\eta_t = \frac{w_h}{c_p T_1 \left\{ \left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} \left(\pi^{\frac{m}{n}} - 1 \right) + (n-1) \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{m}{n}}} \right) - \eta_H \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_s^k} \left(\pi^{\frac{m}{n}} - 1 \right) - \eta_s^t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{m}{n}}} \right) \right] \right\}}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Hőcserélő, visszahűtés és újrahevítés együttes alkalmazása félig valóságos esetben



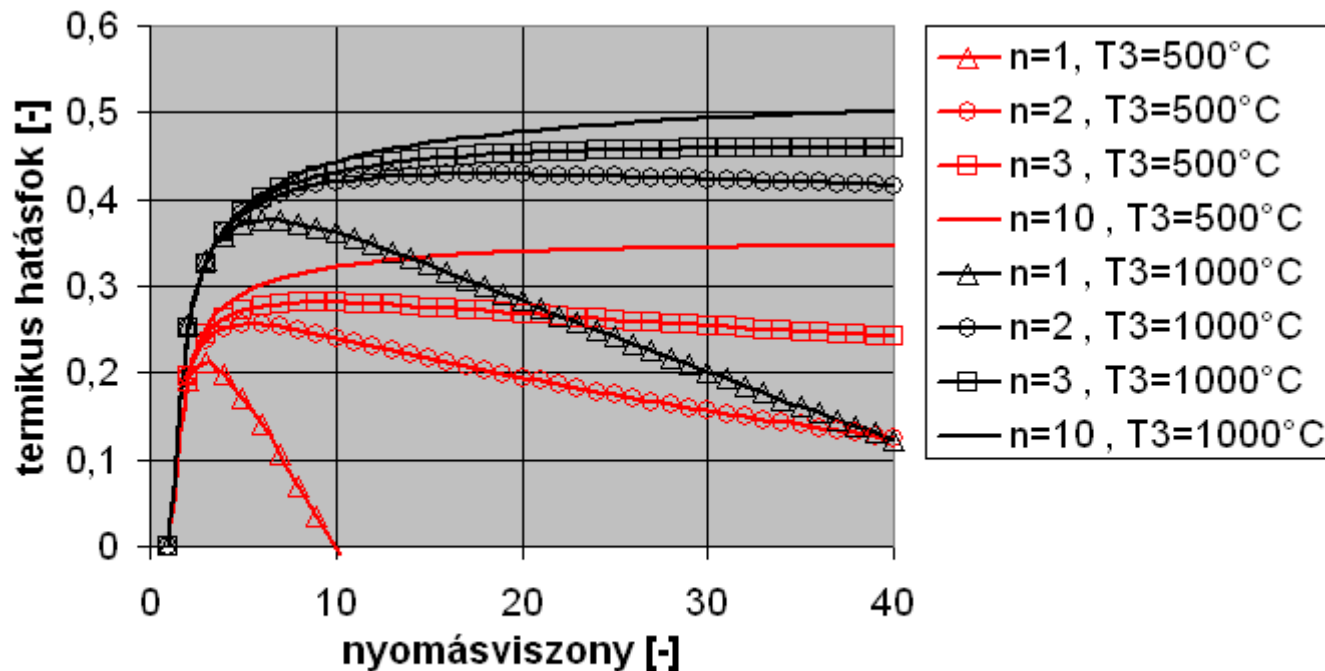
$T_1=20^\circ\text{C}$, $\text{éta}_{iz_k}=0,83$, $\text{éta}_{iz_t}=0,88$, $\text{éta}_{HE}=0,6$ és $c_p=1,005$
kJ/kg/K



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Hőcserélő, visszahűtés és újrahevítés együttes alkalmazása félig valóságos esetben



$T_1=20^\circ\text{C}$, $\eta_{\text{iz}_k}=0,83$, $\eta_{\text{iz}_t}=0,88$, $\eta_{\text{HE}}=0,6$ és $c_p=1,005$
kJ/kg/K



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

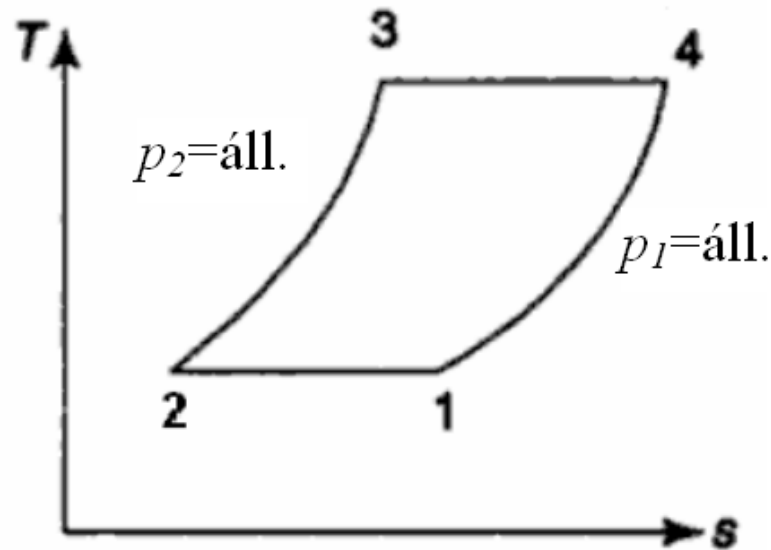
Összetett gázturbinás körfolyamatok

Hőcserélő, visszahűtés és újrahevítés együttes alkalmazása félig valóságos esetben

Ha $n \rightarrow \infty$ és $\eta_H = 1$ $\eta_t = 1 - \frac{1}{\eta_s^k \eta_s^t \frac{T_3}{T_1}}$. $\eta_s^k = \eta_s^t = 1$ feltételezéssel

$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_3}$ Az Ericsson

körfolyamat hatásfokát kapjuk, ami egy elméleti maximum, teljesen ideális (a termodinamika II. főtételének értelmében, a valóságban soha el nem érhető) állapotokat feltételezve.



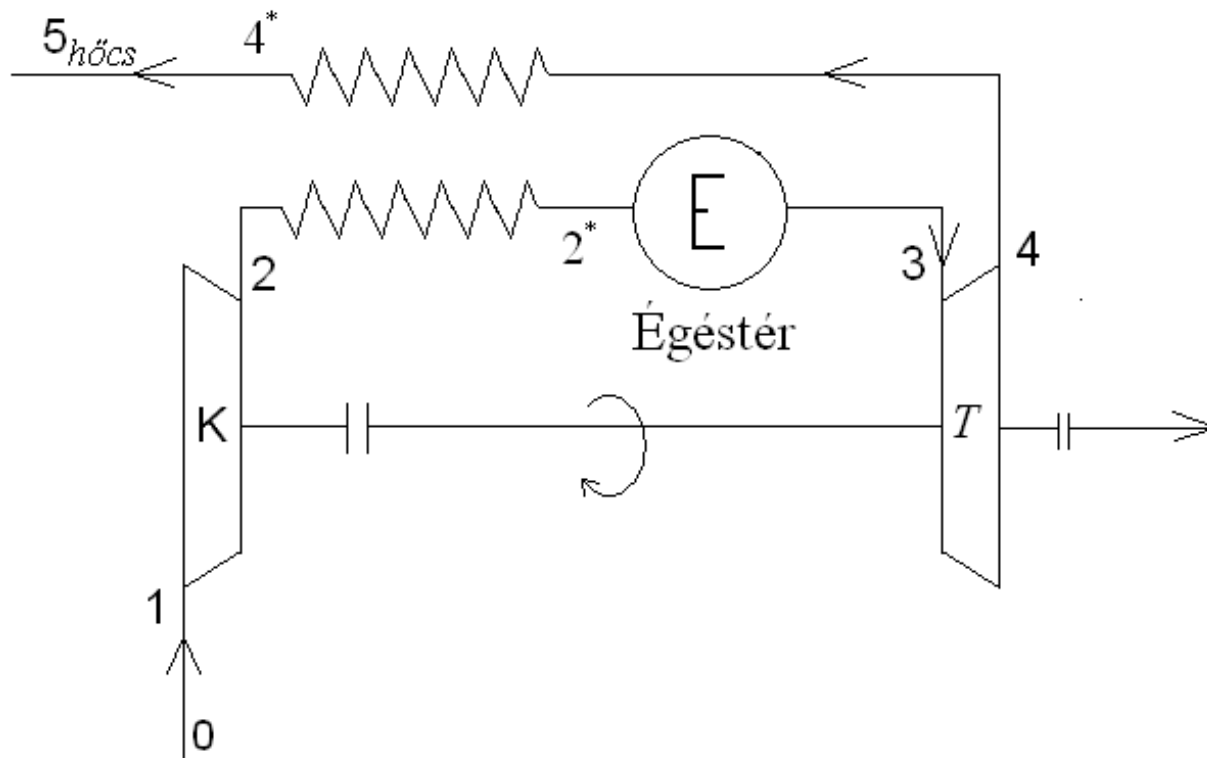
Ericsson körfolyamat



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

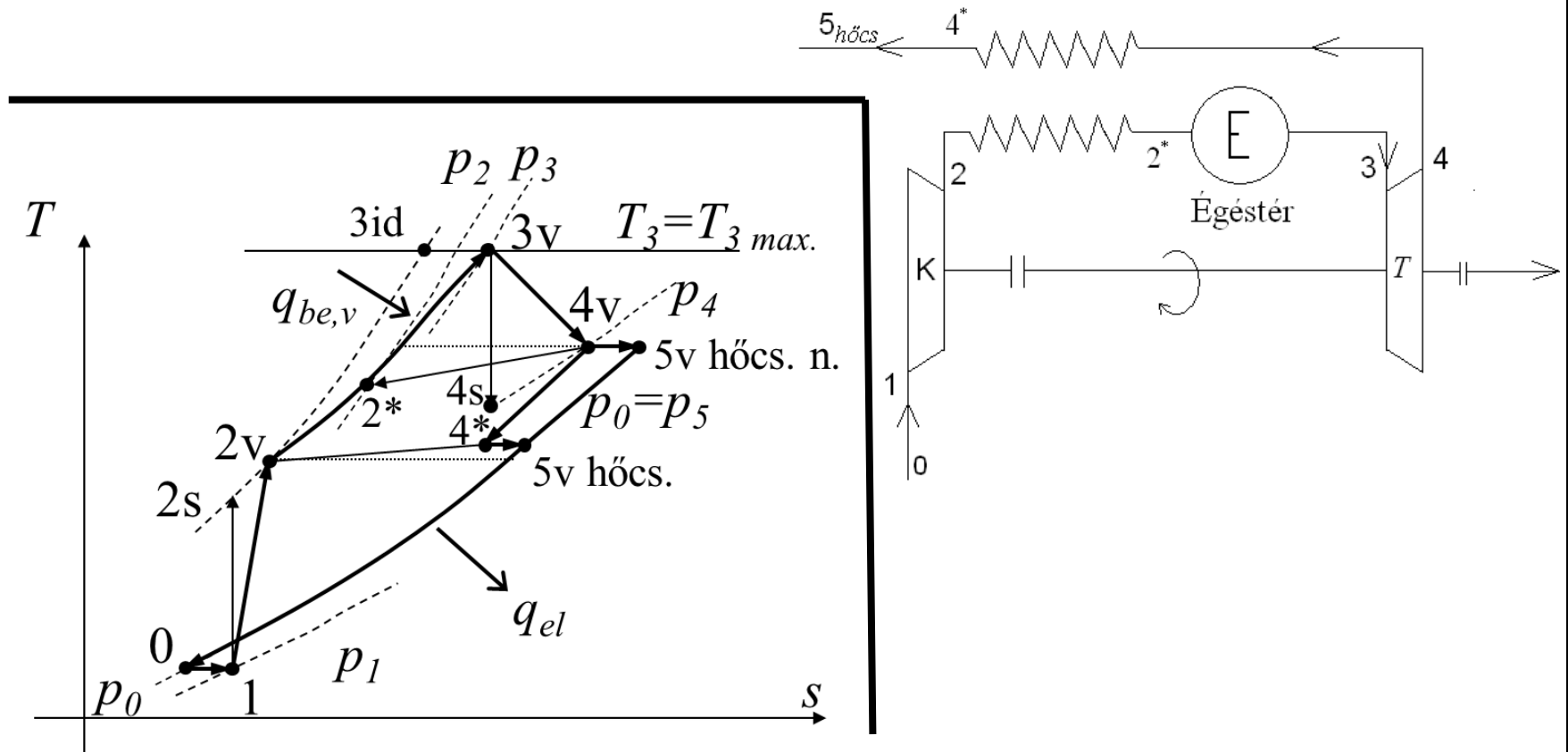
Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlási folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

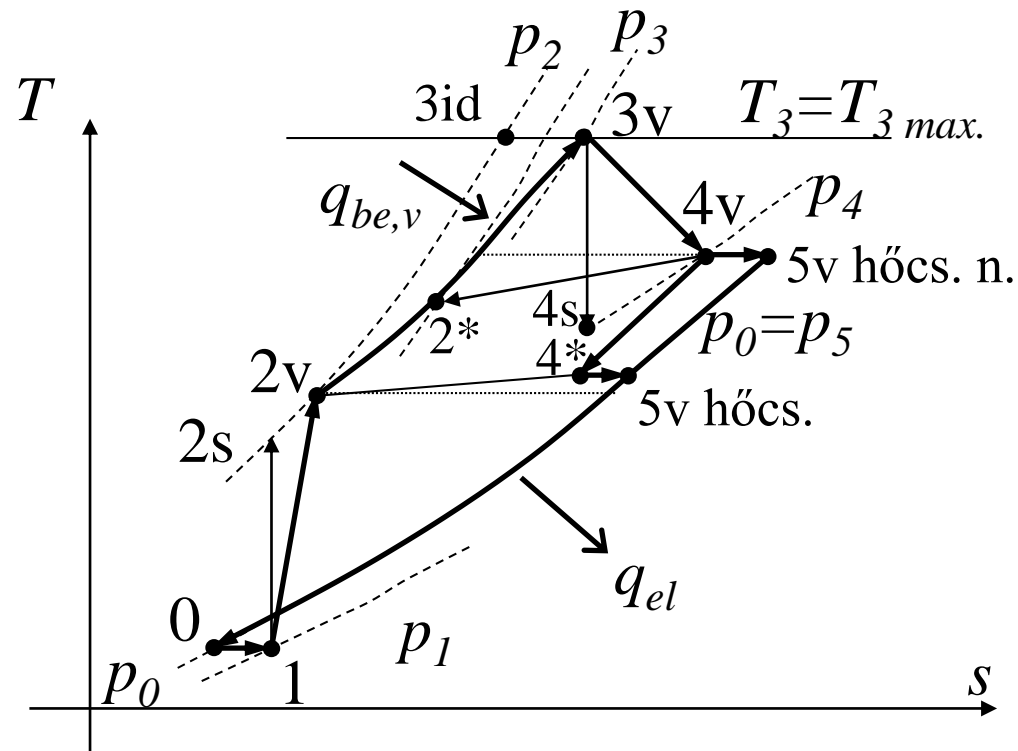
Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel

0-1 Szívás (szívócsatorna):

Fojtás, nyomás- visszanyerési tényező a veszteségek miatt:

$$\sigma_{szív} = \frac{p_1}{p_0} \quad (0,95-0,99)$$

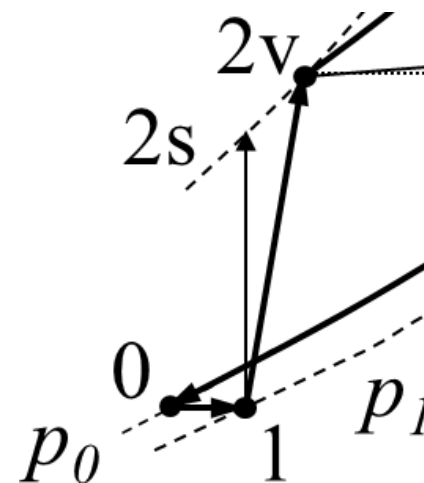
1-2v Kompresszió (kompresszor):

Az izentropikus kompresszor-hatásfok:

$$\eta_s^k = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2v} - T_1} = \frac{(\pi_k)^{\frac{\kappa_{lev} - 1}{\kappa_{lev}}} - 1}{(\pi_k)^{\frac{n-1}{n}} - 1}$$

(0,75-0,86), vagy $n=(1,45-1,6)$

$$\eta_s^k = f(\pi_k; n; \kappa), \quad \eta_{pol} = f(n; \kappa)$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

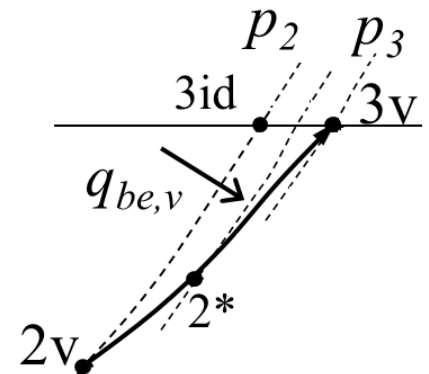
Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel

$$\underline{2v-3v \text{ Tüzelés (égéstér):}} \quad \sigma_{tüz} = \frac{p_3}{p_{2^*}} \quad (0,95-0,97) \quad \Delta p_{tüz} = p_{2^*} - p_{3v}$$

Nyomásveszteség két alapvető okra vezethető vissza:
 1. súrlódás, örvénylés, leválás és keveredés miatt: kb. 60-70% és 2. a termikus ellenállás (a hirtelen sebesség növekedés) miatt: kb. 30-40 %-ban.

Az égési hatásfok megmutatja, hogy az égés hányad része fordítódik hőmérsékletnövekedésre:

$$\eta_{tüz} = \frac{\dot{Q}_{be}}{\dot{Q}_{égés}} = \frac{c_{p_{köz}} (T_{3v} - T_{2^*}) m_{lev}}{\dot{B}_{tüz} F} \quad (0,95-0,97)$$



A égési hatásfok 70-80 %- tüzelési veszteség (pl. el nem égett tüzelőanyag), a 20-30 %-a hőveszteség.



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel

$$\dot{Q}_{be} = c_{p_{köz}} (T_{3v} - T_{2*}) \dot{m}_{lev}, \quad c_{p_{köz}} = \frac{c_{p_{lev}} + c_{p_{gáz}}}{2}, \quad \dot{Q}_{égés} = \dot{B}_{tüz} F$$

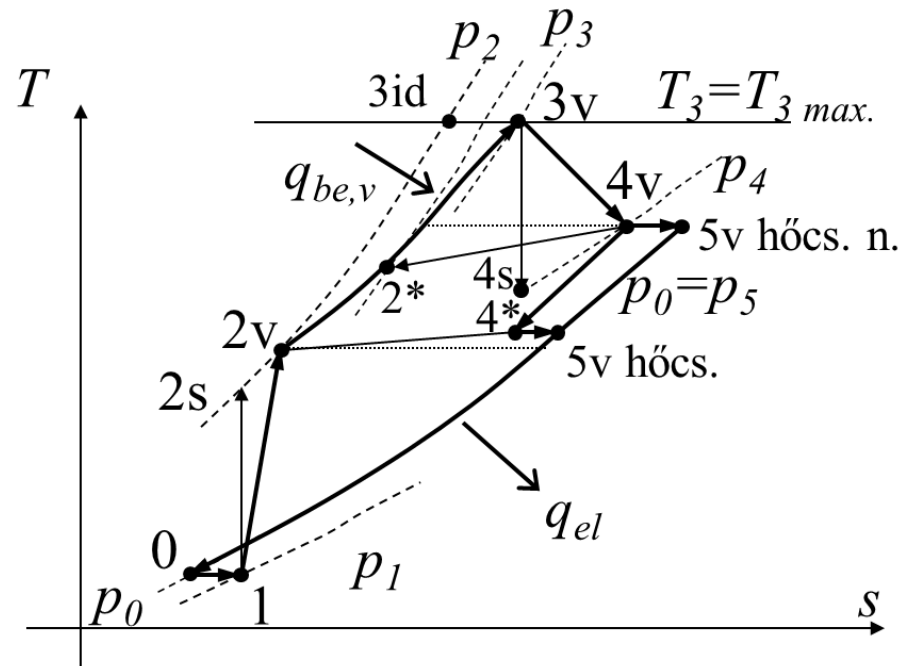
$$q_{be} = c_{p_{köz}} (T_{3v} - T_{2*})$$

3v-4v Expanzió:

A turbina izentropikus hatásfoka:

$$\eta_s^t = \frac{w_{t,v}}{w_{t,s}} = \frac{c_{p_{gáz}} (T_{3v} - T_{4v})}{c_{p_{gáz}} (T_{3v} - T_{4s})} = \frac{1 - \frac{T_{4v}}{T_3}}{1 - \frac{T_{4s}}{T_3}}$$

(0,8-0,89)



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel

4v-5 Gázvezető cső (Kipufogócső), hőcserélő meleg oldal:

$$\sigma_{hcs_meleg_o} = \frac{p_{4*}}{p_{4v}}, \quad \sigma_{kipuf,h.} = \frac{p_5}{p_{4*}} \quad (0,90-0,99) \quad \sigma_{kipuf,h.n} = \frac{p_5}{p_4} \quad (0,96-0,99)$$

2v-2* Hőcserélő hideg oldal:

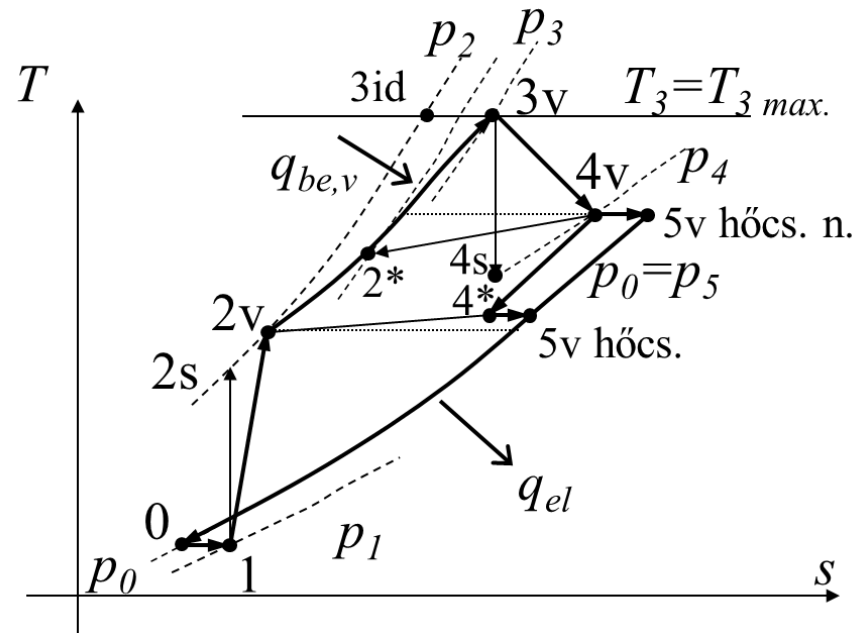
A hőcserélő hideg oldali nyomás-visszanyerési tényezője:

$$\sigma_{hcs_hideg_o} = \frac{p_2}{p_{2*}} \quad (0,97-0,98)$$

A hőcserélő hatásossági tényezője:

$$\varphi_{höcs} = \eta_H = \frac{T_{2*} - T_{2v}}{T_{4v} - T_{2v}} \quad (0,6-0,9)$$

0,9 forgó hőcserélő esetén



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel

$$w_{h,v} = w_{t,v} - w_{k,v} = c_{pgáz} T_3 \left[1 - \frac{1}{(\pi_k \sigma_{\ddot{o}})^{\frac{\kappa_{gáz}-1}{\kappa_{gáz}}}} \right] \eta_s^t - c_{plev} T_1 \left[(\pi_k)^{\frac{\kappa_{lev}-1}{\kappa_{lev}}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_s^k}$$

[J/kg]

$$\sigma_{\ddot{o}} = \sigma_{sziv} \sigma_{tüz} \sigma_{hho} \sigma_{hmo} \sigma_{gázvezeto} \dots, \eta_{t,v} = \frac{w_{h,v}}{q_{be, val. höcs. nélkül}} = c_{pköz} (T_{3v} - T_{2v})$$

$$q_{be, val. höcs. vel} = c_{pköz} (T_{3v} - T_{2*}), \varphi_{höcs} = \eta_H = \frac{T_{2*} - T_{2v}}{T_{4v} - T_{2v}} \rightarrow T_{2*}, P_v = \dot{m}_{lev} w_{h,v}$$

$$B_{tüz,v} = \dot{m}_{lev} q_{be,v} \frac{1}{F_{tüz} \eta_{tüz}} \left[\frac{kg_{lev}}{s} \frac{J}{kg_{lev}} \frac{kg_{tüz}}{J} = \frac{kg_{tüz}}{s} \right]$$

$P_v = P_{h,körf.}$ $\left[\frac{kg}{s} \frac{J}{kg} = W \right]$

$$b_{tüz,f,v} = \frac{B_{tüz,v}}{P_v} = \frac{\dot{m}_{lev} q_{be,v}}{\dot{m}_{lev} w_{h,v} F_{tüz} \eta_{tüz}} \left[\frac{kg_{tüz}}{J} \right]$$

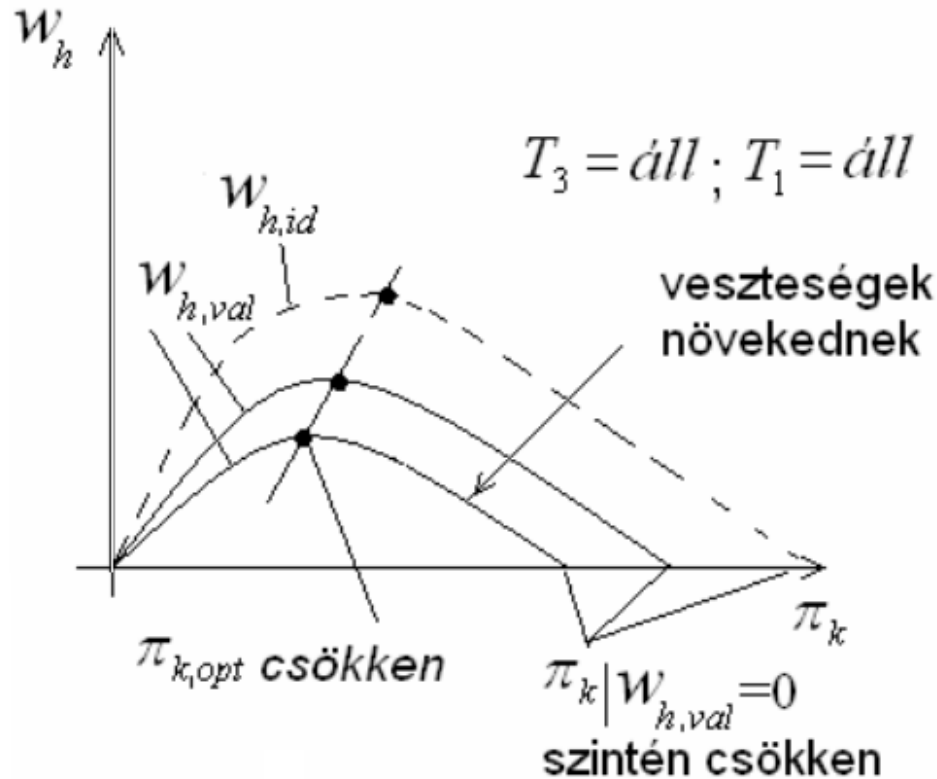
$$\eta_{\ddot{o}} = \eta_{tüz} \eta_t \eta_{mech} = \frac{\dot{Q}_{be}}{\dot{Q}_{égés}} \frac{P_{h,körf.}}{\dot{Q}_{be}} \frac{P_{h,tengely}}{P_{h,körf.}}$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel



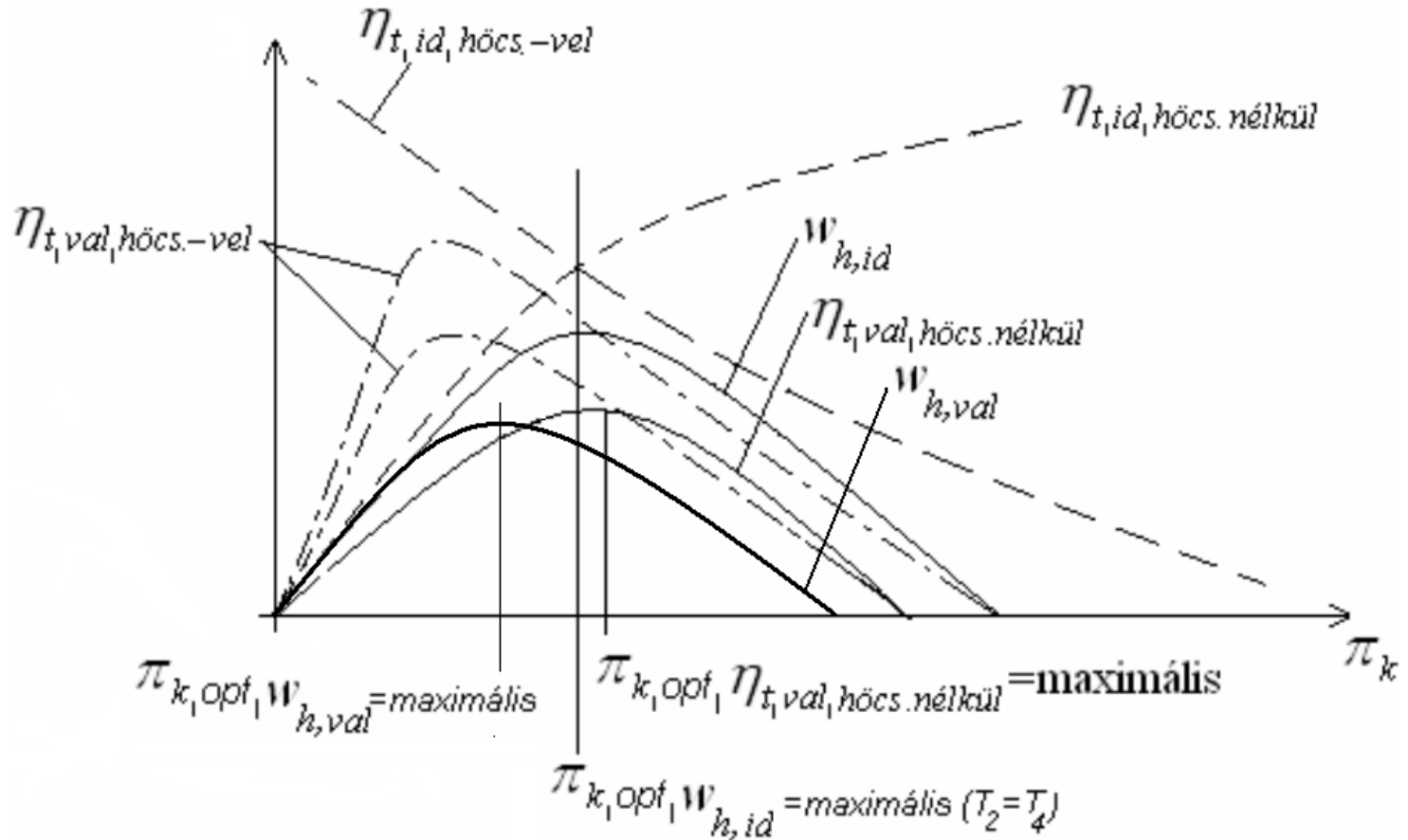
Fajlagos hasznos munka alakulása a nyomásviszony és a veszteségek függvényében



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel

A termikus hatásfok ideális esetben hőcserélő nélkül: $\eta_{t,id} = \frac{w_{h,id}}{q_{be,id}} = \frac{0}{0}$

mivel ha $w_{h,id} = 0 \rightarrow w_{k,id} = w_{t,id} \rightarrow c_p T_1 \left(\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \rightarrow$

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{T_2}{T_1} = \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow T_3 = T_2 \rightarrow q_{be,id} = 0.$$

A 0/0 felvehet bármilyen értéket, lehet nem zérus.

Valóságos esetben hőcserélő nélkül nem így van, hiszen megjelennek az egyenletben a kompresszor és turbina izetropikus hatásfokai és a nyomás-visszanyerési tényező:

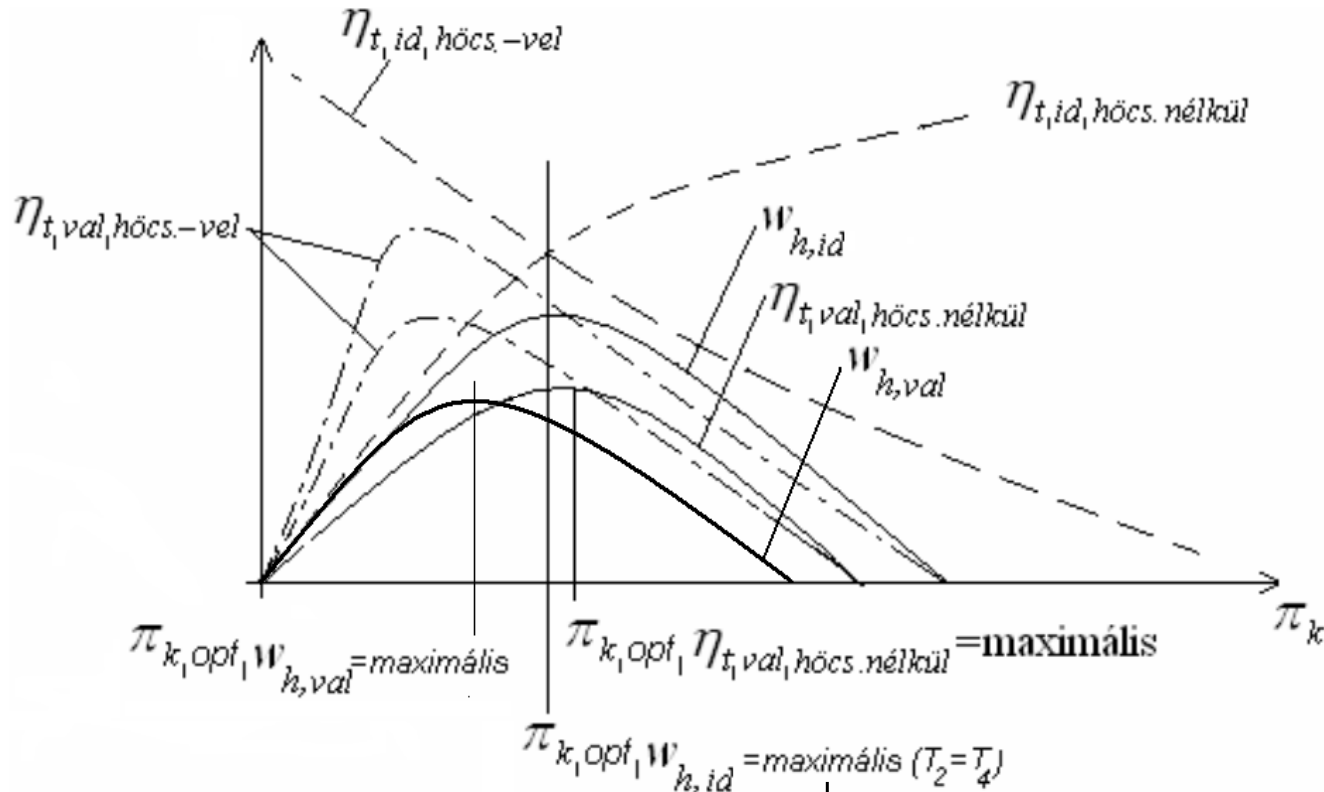
$$\eta_{t,val,höcs,nélkül} = \frac{w_{h,val}}{q_{be,val}} = \frac{0}{nem\ 0} = \frac{0}{q_{be,val} > 0} = 0$$

Ezért van zéruspont.



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel

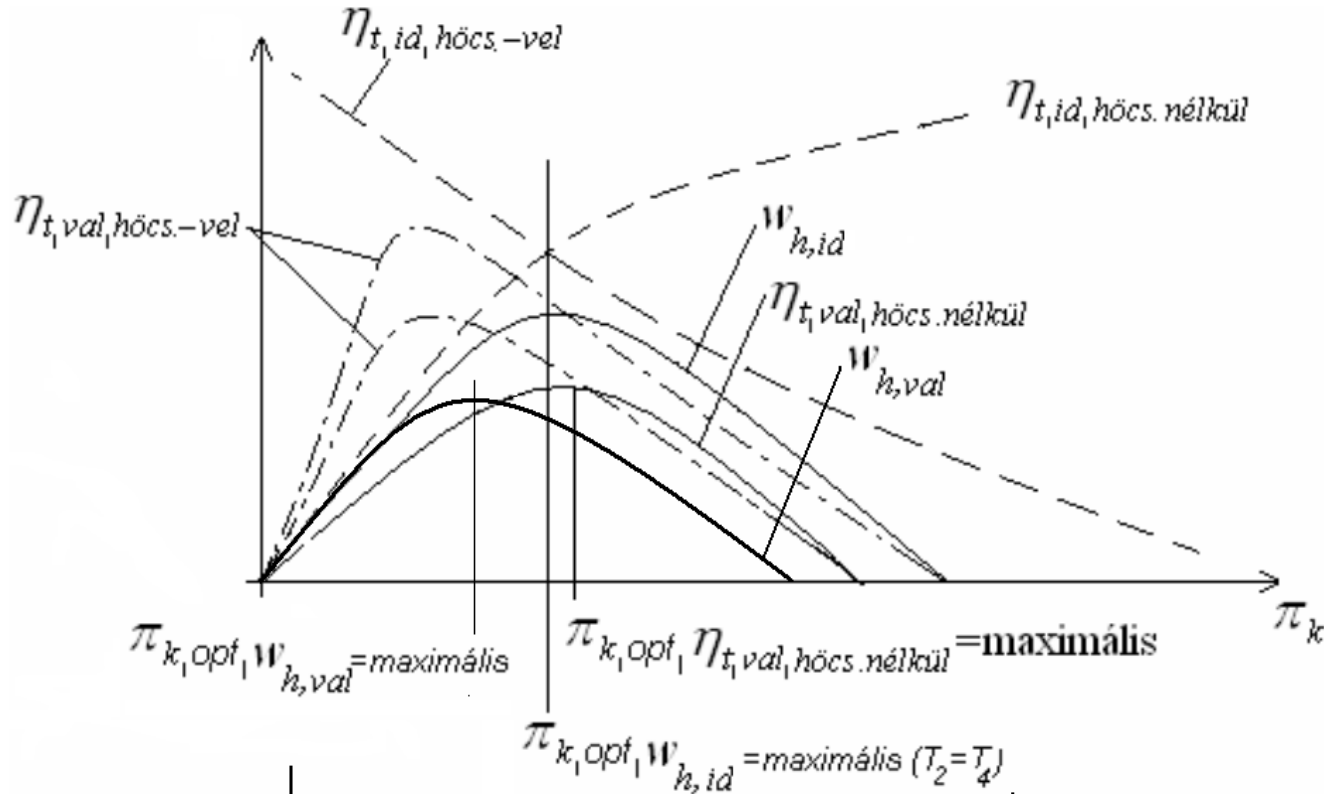


$$\pi_{k,opt} \Big| \eta_{t,val,höcserélővel}, \max. < \pi_{k,opt} \Big| \eta_{t,val,höcserélo nélkül}, \max.$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel



$$\pi_{k,opt} \left| \eta_{t,val,höcserélo\ nélkül,max.} \right. > \pi_{k,opt} \left| W_{h,val,max.} \right.$$



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel

$$W_{h,val} = f(\pi_k), \eta_{t,val,höcserélővel} = f(\pi_k), \eta_{t,val,höcserélo\ nélkül} = f(\pi_k)$$

görbék alapvetően meghatározzák a gázturbinás hajtóművek főbb tervezési szempontjait és konstrukciós kialakításait. Ez az oka annak is, hogy napjainkban a kereskedelmi repülésben alkalmazott hajtóműveket elsősorban a hatásfokra optimalizálják (nagy nyomásviszony), a vadászrepülőket pedig a nagyobb teljesítmény, vagyis a maximális hasznos munka (teljesítmény) leadására.

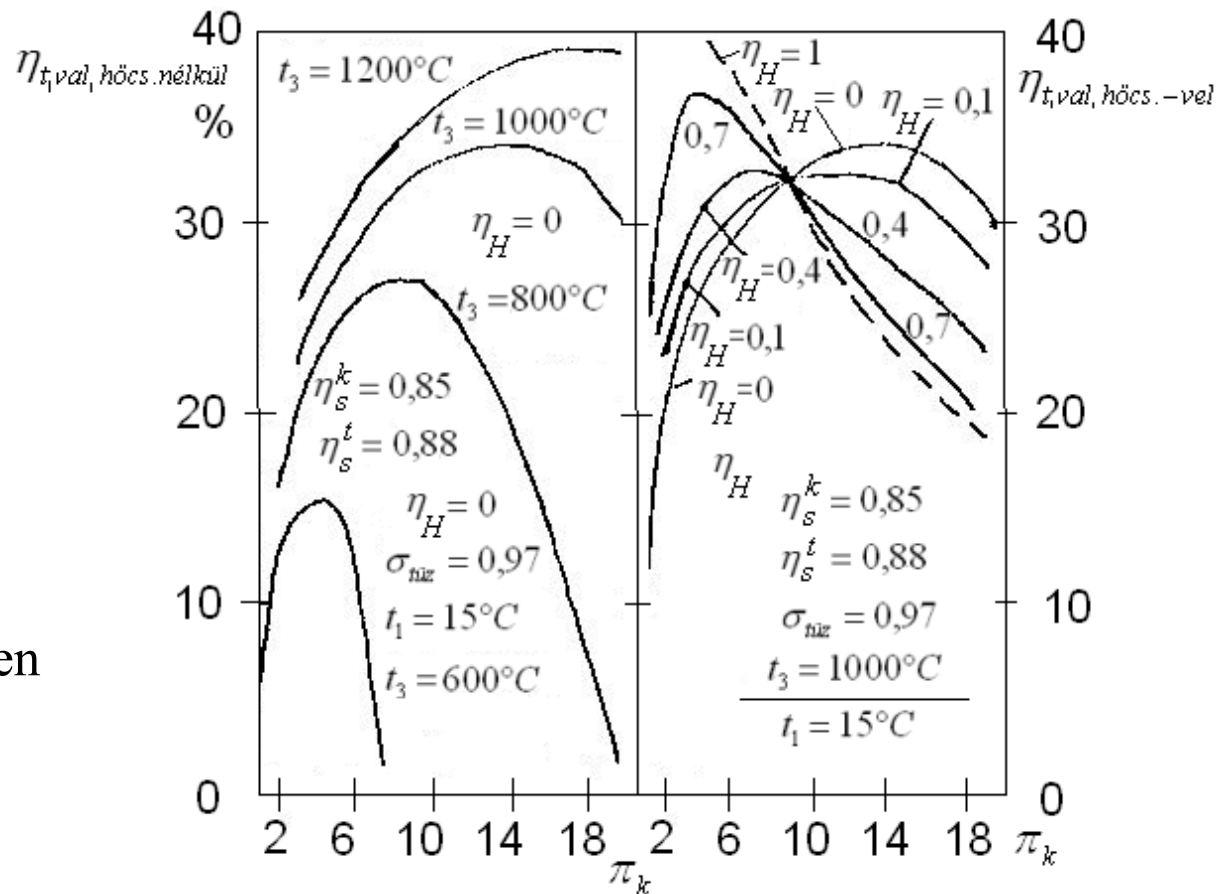


3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel

Termikus hatásfok valóságos esetben hőcserélő nélkül és hőcserélővel a nyomásviszony függvényében különböző esetekben

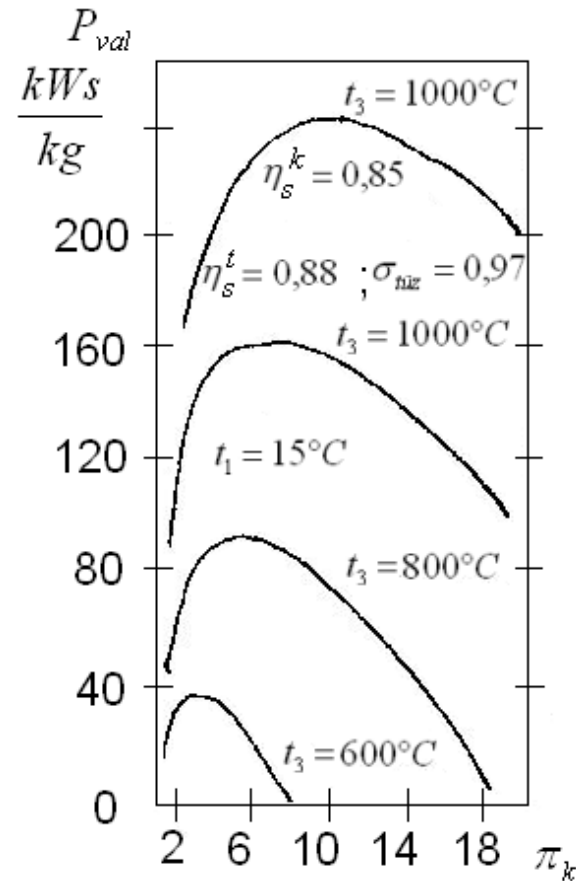


3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai

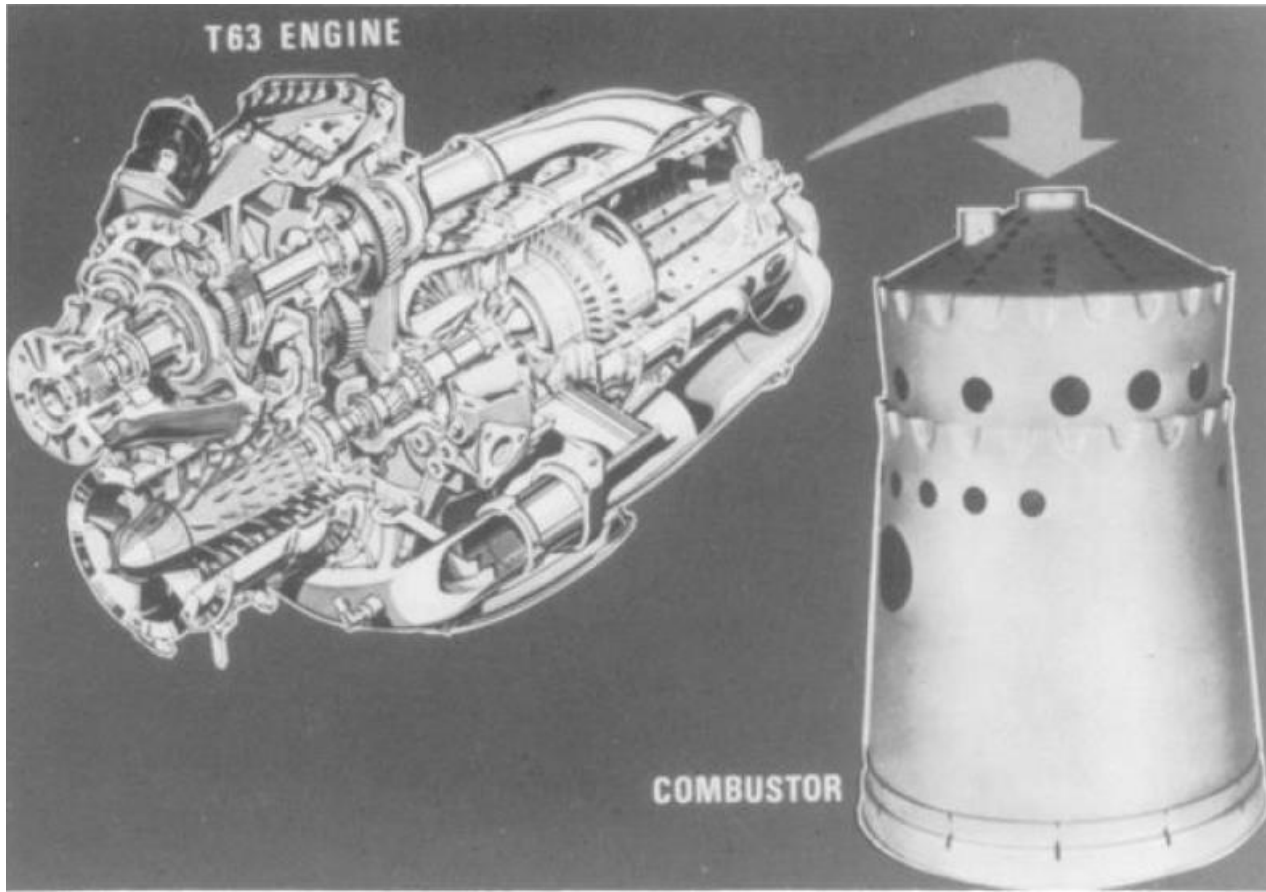
Összetett gázturbinás körfolyamatok

Valóságos, tengelyteljesítményt leadó gt. körfolyamat hőcserélővel

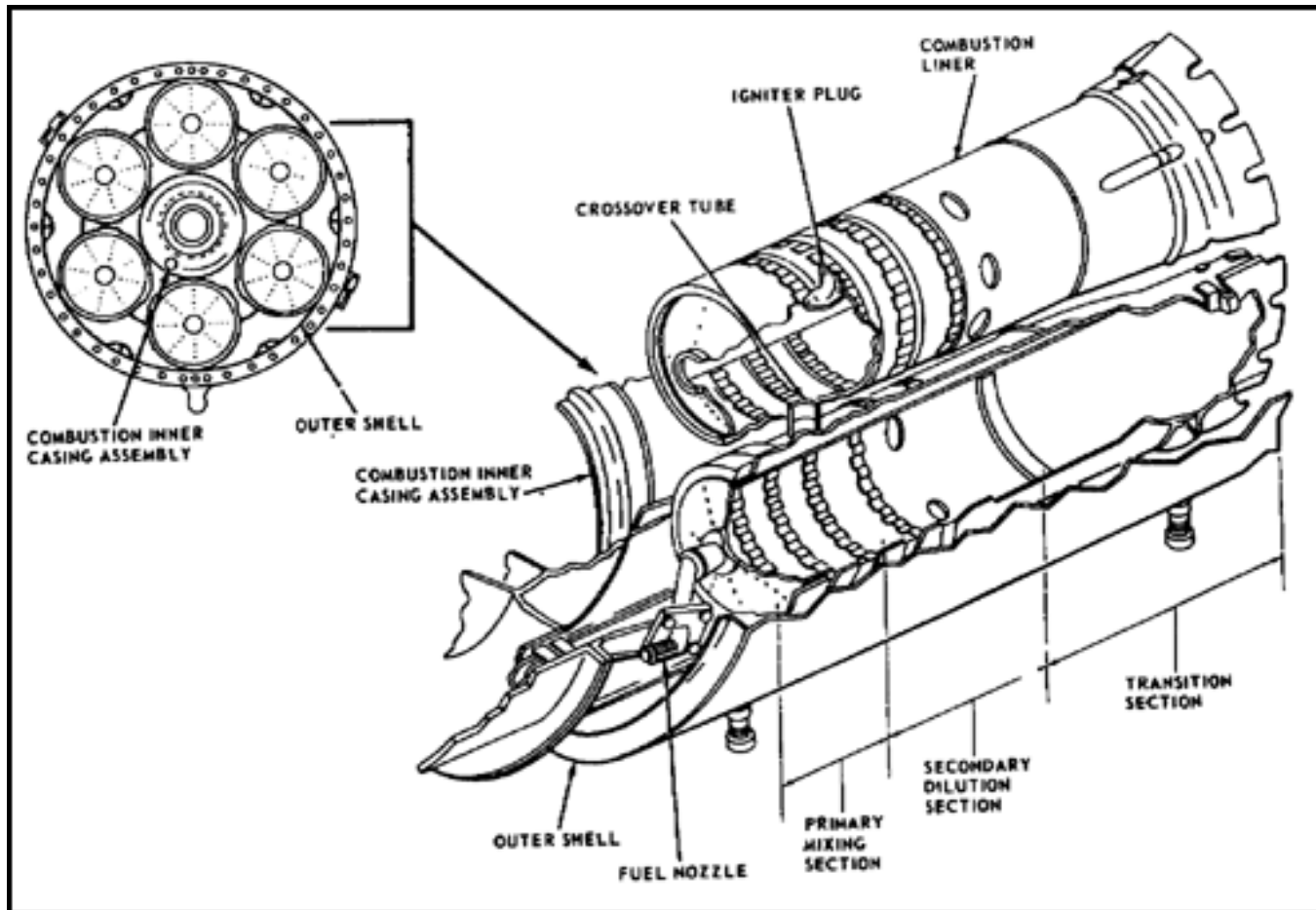
Hasznos valóságos teljesítmény a turbina előtti hőmérséklet és a nyomásviszony függvényében



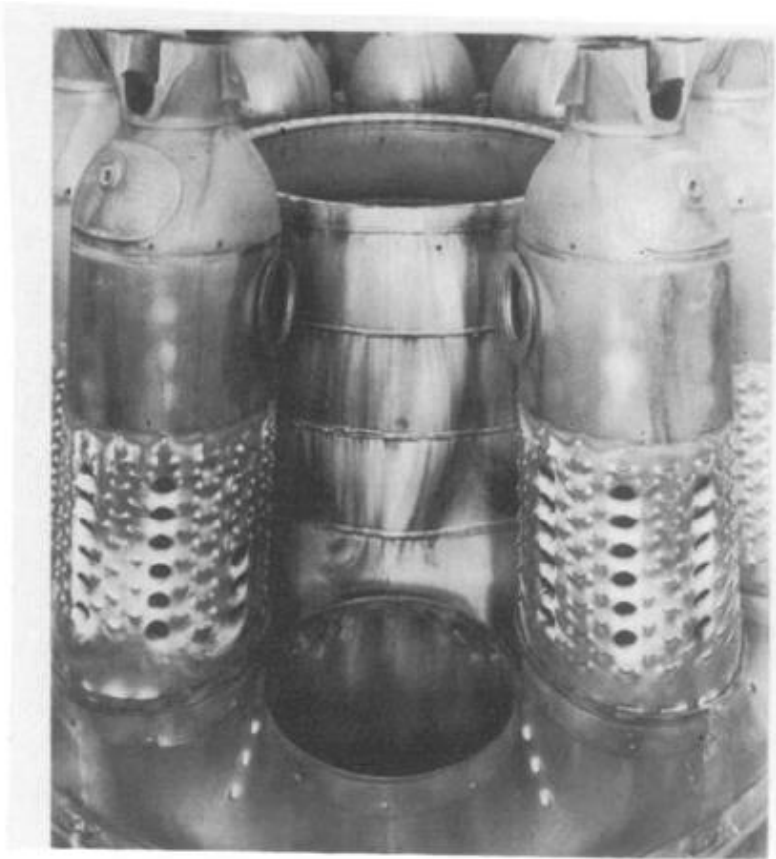
3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Égésterék felépítése, működése és elmélete Csöves, csöves-gyűrűs és gyűrűs égéstér



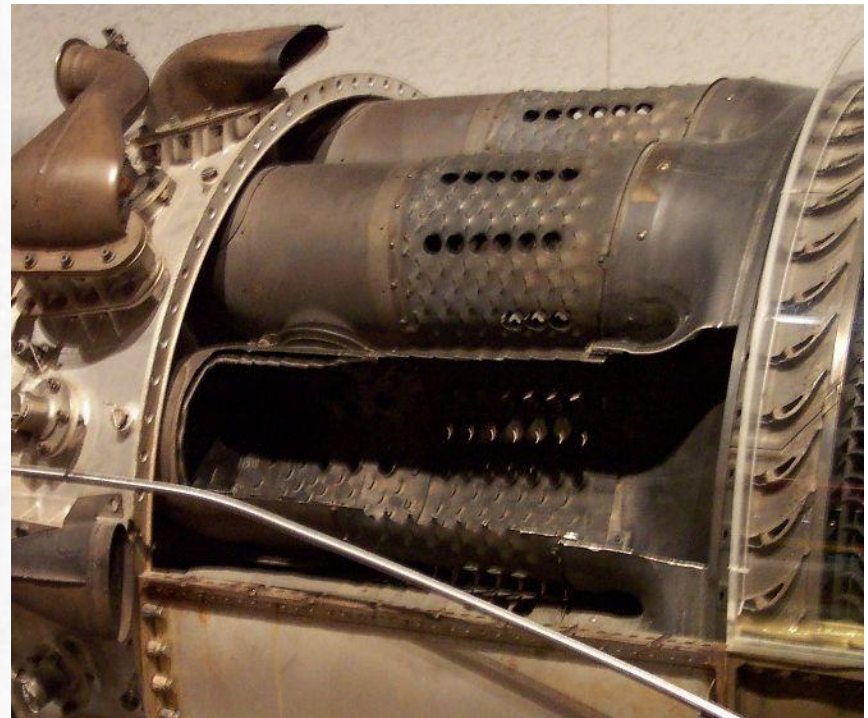
3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Égésterek felépítése, működése és elmélete Csöves, **csöves-gyűrűs** és gyűrűs égéstér



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Égésterek felépítése, működése és elmélete Csöves, **csöves-gyűrűs** és gyűrűs égéstér



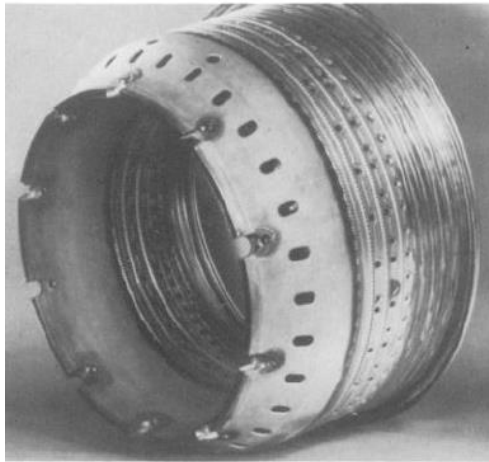
J79 cannular combustor.



http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/1e/Combustion_chamber_GE_J79.jpg



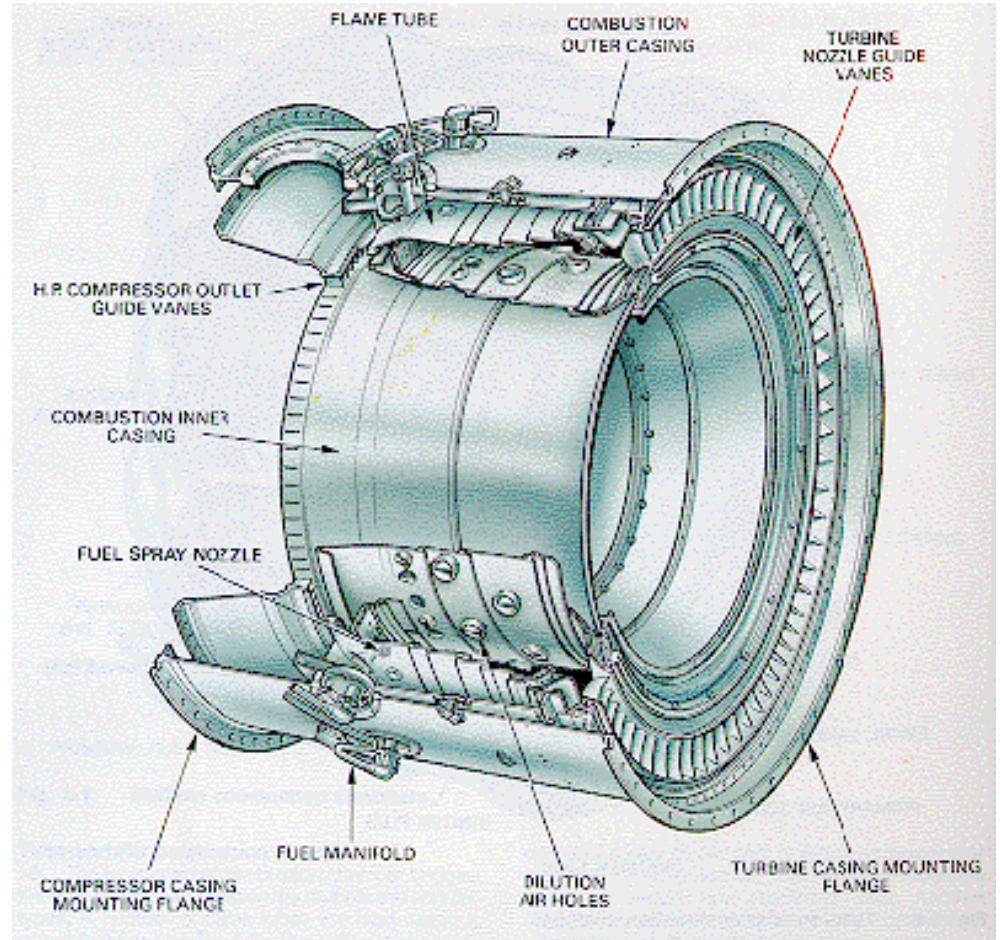
3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Égésterek felépítése, működése és elmélete Csöves, csöves-gyűrűs és **gyűrűs** égéstér



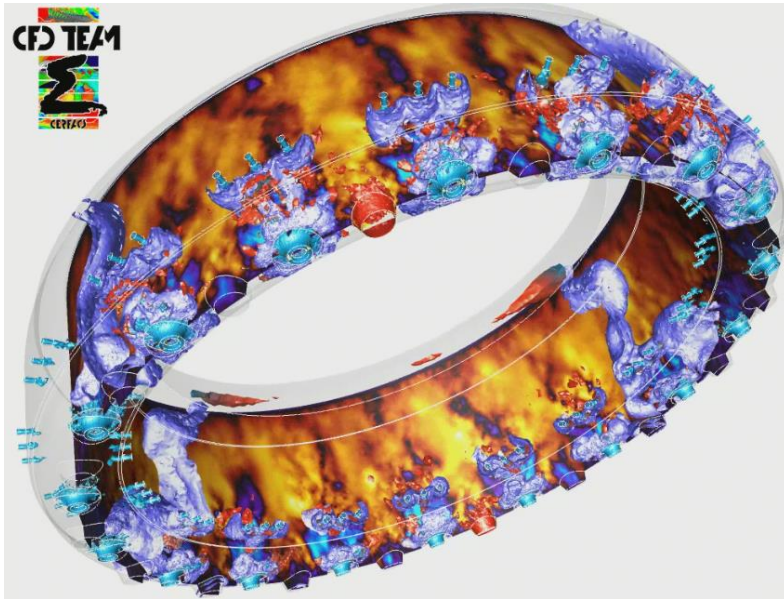
TF39 annular combustor.



JT9D annular combustor.

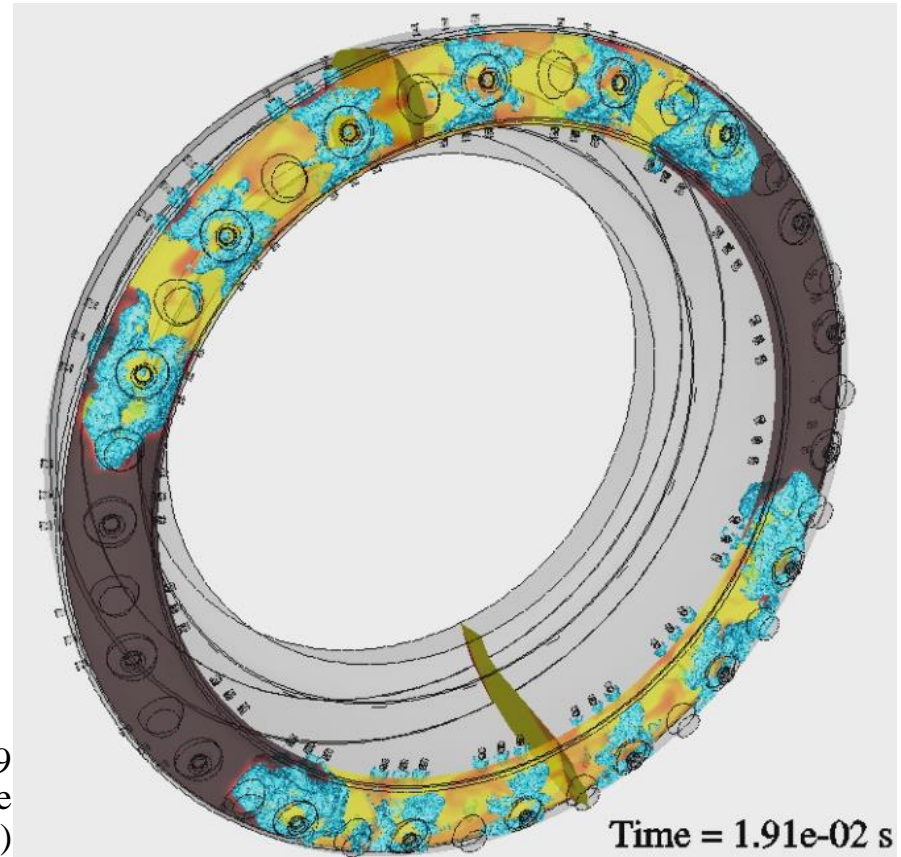


3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Égésterek felépítése, működése és elmélete Csöves, csöves-gyűrűs és **gyűrűs** égéstér



LES of the ignition of a full helicopter combustor

LES of ignition on helicopter gas turbine burners (19 millions tetrahedras; 2048 processors on IBM BlueGene and 128 processors on CINES computers)



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Égésterék felépítése, működése és elmélete

A gyűrűs égéster előnyei

- A legrövidebb és a legkönnyebb a többi fajtaého képest,
- A legkisebb a nyomásvesztesége,
- A legkisebb az áramlásra merőleges homloklfelülete,
- A kevesebb az áramlással érintkező fal, ezért kevesebb hűtőlevegőre van szükség, ami növeli az égés hatásfokát, mivel csökken az el nem égett tüzelőanyag-részecskék száma,
- Könnyebben biztosítható a begyűjtás a kialudt égéster-szegmensben a többi modul által,
- Egyszerű a szerkezete és a tervezése,
- Az égéster-zónák egyformák,
- Jobb tüzelőanyag-levegő keveredést biztosít,
- Nagyobb az élettartama.



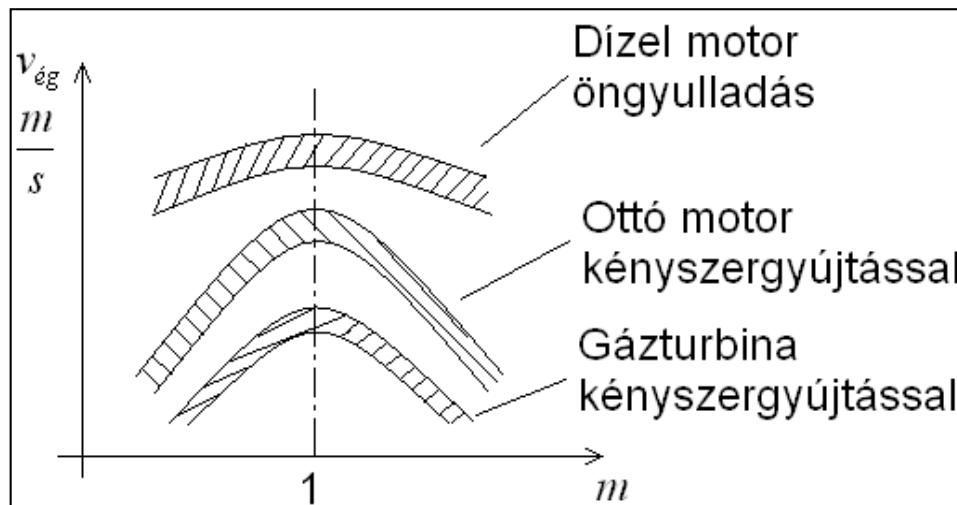
3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Égésterék felépítése, működése és elmélete

$$m = \frac{L_{val}}{L_0}$$

1 kg folyékony tüzelőanyag tökéletes elégetéséhez 14-15 kg levegő szükséges elméletileg (sztöchiometria)

$m > 1$ légfeslegről, szegény keverékről, ha

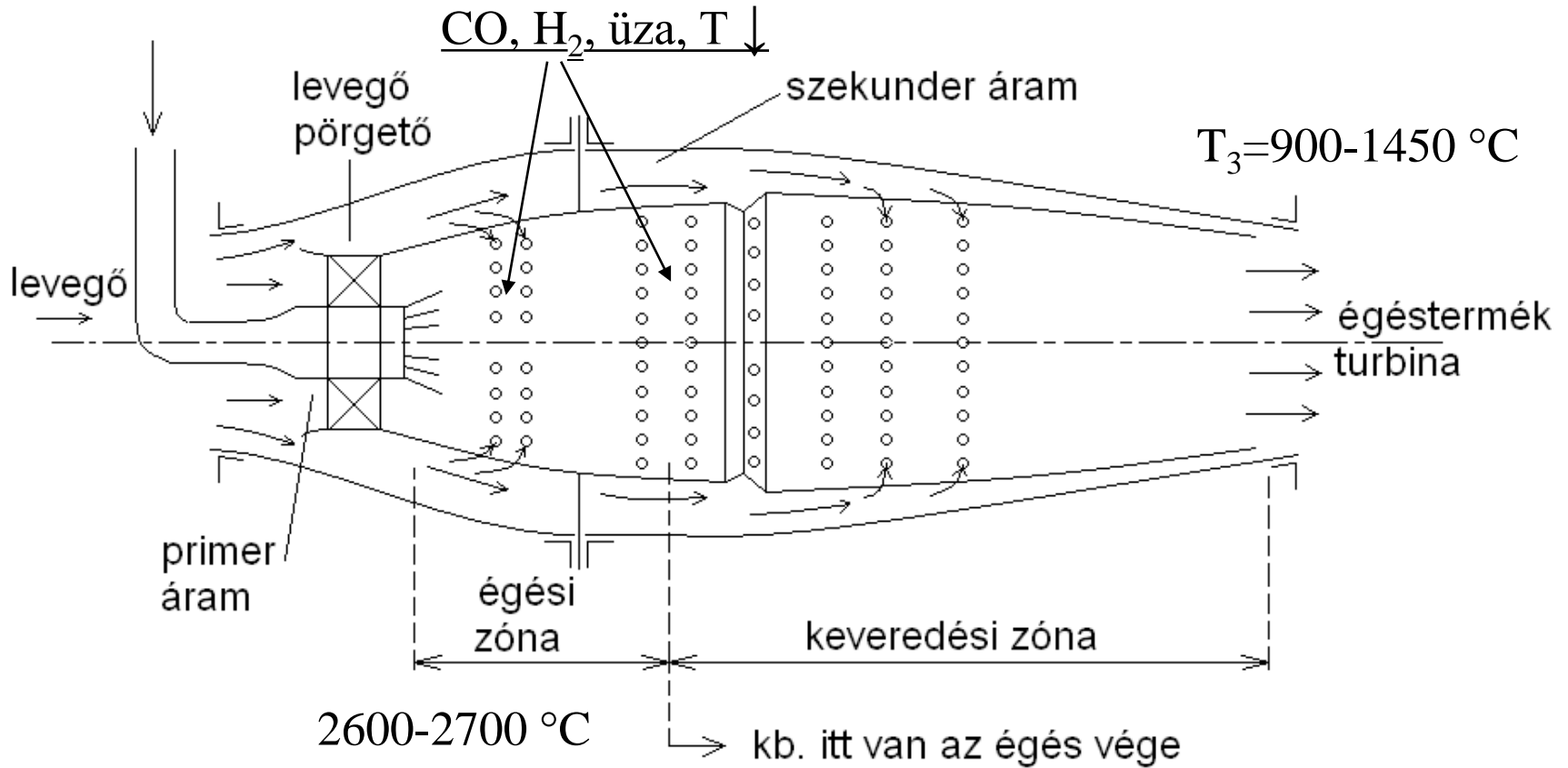
$m < 1$ léghiányról, dús, vagy gazdag keverékről beszélünk



Az égési sebesség a
légviszony függvényében -
különböző belső égésű
hőerőgépek esetén



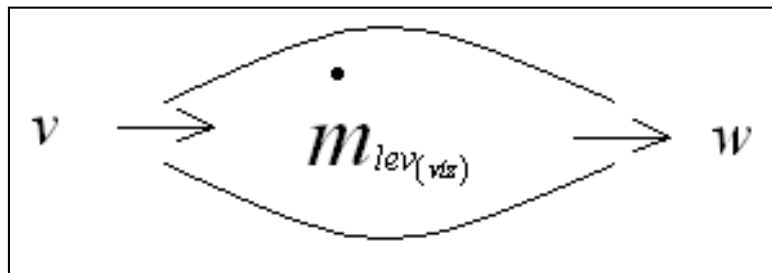
3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Égésterék felépítése, működése és elmélete



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Tolóerő-képzés, vontatási teljesítmény, propulziós hatásfok

A tolóerő-képzés esetén alapvetően többféle olyan propulziót létrehozó technikai megoldásról is beszélhetünk, mint például:

- Hajócsavar
- Lapátkerék
- Légcsavar
- Helikopter szárnyak
- Evezők
- Sugárhajtómű (víz – sugárhajtómű, gáz – sugárhajtómű)



Propulziós hajtómű alapvető működése (v haladási (repülési) sebesség, w : a hajtóműből kiáramló közeg sebesség)



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Tolóerő-képzés, vontatási teljesítmény, propulziós hatásfok

$$F_t = \dot{m}_{lev} (w - v) \quad [N] \quad F_{t,fajl} = (w - v) \left[\frac{Ns}{kg} \right] \quad \text{teljes expanzió esetén.}$$

$$P_{vont} = \dot{m}_{lev} (w - v)v = F_t v \quad [W] \quad P_{vont,fajl} = (w - v)v = F_{t,fajl} v \left[\frac{Ws}{kg} \right]$$

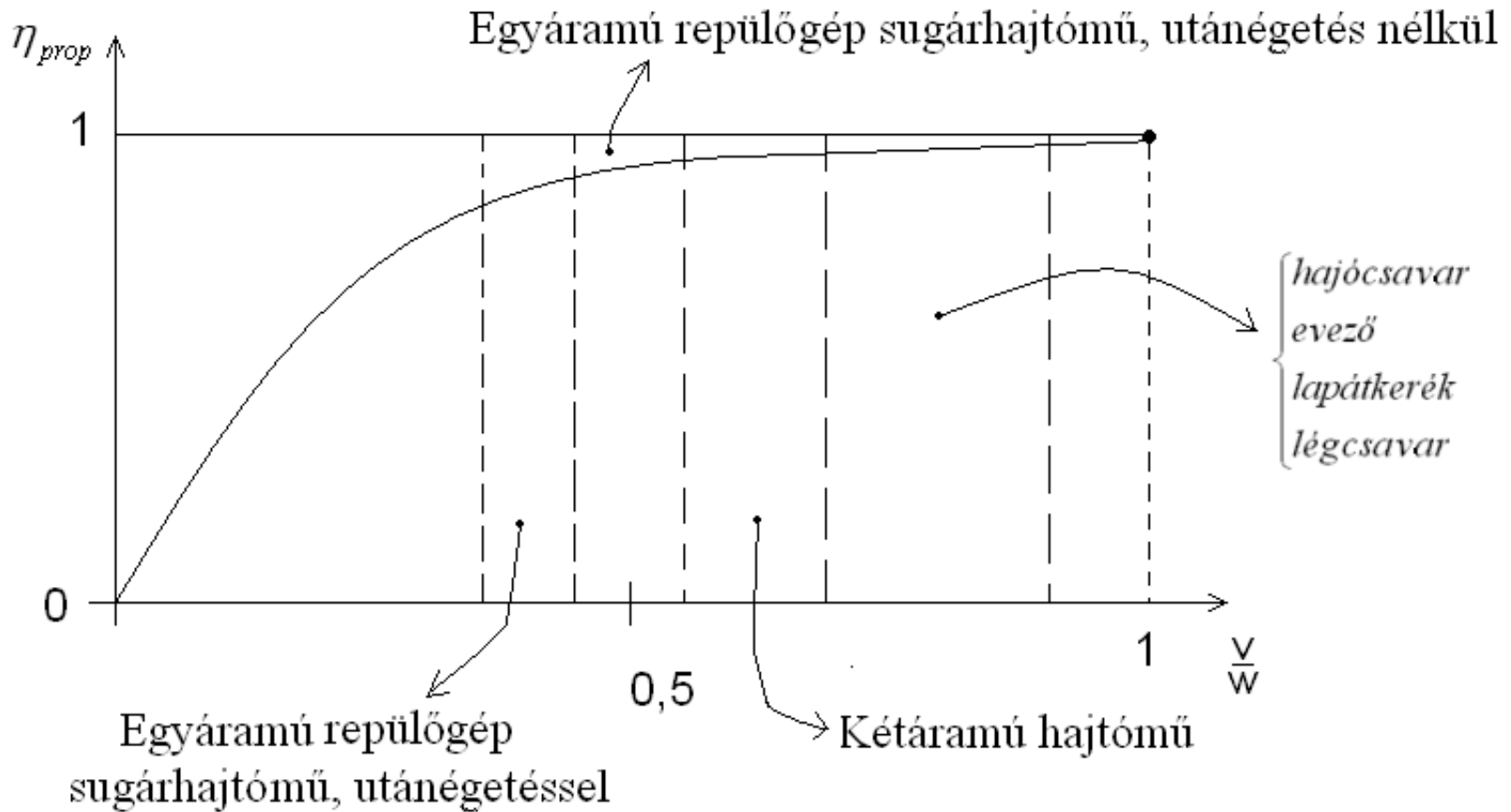
$$\eta_{prop,vont} = \frac{P_{vont}}{P_{sugár}} = \frac{\dot{m}_{lev} (w - v)v}{\dot{m}_{lev} \left(\frac{w^2}{2} - \frac{v^2}{2} \right)} = \frac{2(w - v)v}{(w + v)(w - v)} = \frac{2}{1 + \frac{w}{v}} = \frac{2 \frac{v}{w}}{1 + \frac{v}{w}}$$

Jellegzetes pontok:

1. Ha $v = 0$; $\eta_{prop} = 0$; $F_{t,fajl} = max$; $P_{vont} = 0$.
2. Ha $v = w$; $\eta_{prop} = 1$; $F_{t,fajl} = 0$; $P_{vont} = 0$.



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Tolóerő-képzés, vontatási teljesítmény, propulziós hatásfok



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Tolóerő-képzés, vontatási teljesítmény, propulziós hatásfok

Ellentmondás: Nagy tolóerő és jó propulziós hatásfok egyszerre (teljes expanzió esetén):

$$F_t = \dot{m}_{lev} (w - v)$$

$$\eta_{prop,vont} = \frac{P_{vont}}{P_{sugár}} = \frac{\dot{m}_{lev} (w - v) v}{\dot{m}_{lev} \left(\frac{w^2}{2} - \frac{v^2}{2} \right)} = \frac{2(w - v)v}{(w + v)(w - v)} = \frac{2}{1 + \frac{w}{v}} = \frac{2 \frac{v}{w}}{1 + \frac{v}{w}}$$

Feloldás: nagy tömegáram

Fejlesztési irányok: nagy kétáramúsági fokú hajtóművek (nagy hajtómű keresztmetszet → nagy tömegáram → nagy tolóerő, kisebb w → nagyobb propulziós hatásfok (egyáramú hm: 0,4-0,5, nagy kétáramúsági fokú korszerű hm: 0,8 is lehet))

Propulziós rendszerek alkalmazásának határai repülőgép hajtóműveknél

Légcsavar: ~ 0,7 M-ig (speciálisan 1,1 M-ig)

Kétáramú: ~ 0,9 M-ig (speciálisan 2 M-ig)

Egyáramú: ~ 2-3 M-ig

Utánégetős: ~ 2-3 M-ig



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Tolóerő-képzés sajátosságai sugárhajtóművek esetén

$$\text{Általában: } F_{\text{tfajl}} = (w - v) + \frac{A_5}{\dot{m}} (p_5 - p_0)$$

$$\text{Teljes expanzió esetén: } F_{\text{tfajl}} = (w - v)$$

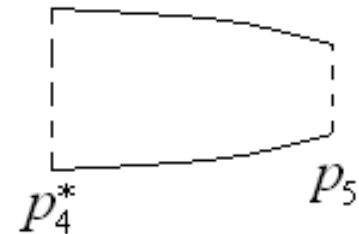
Teljes expanzió

Teljes expanzió esetén, ha a kilépő nyomásviszony kisebb, mint a kritikus nyomásviszony (a helyi hangsebességhez tartozó), akkor szűkülő fúvócsövet érdemes alkalmazni:

ha $\frac{p_4^*}{p_0} \leq \pi_{kr}$, (* : torlóponyi parameter: $p_4^* = p_4 + w_4^2 \rho_4 / 2$) akkor

szűkülő fúvócsővel: $p_5 = p_0$ (statikus nyomás)

$$(\pi_{kr} = f(\kappa) \approx 1,8 - 1,9)$$

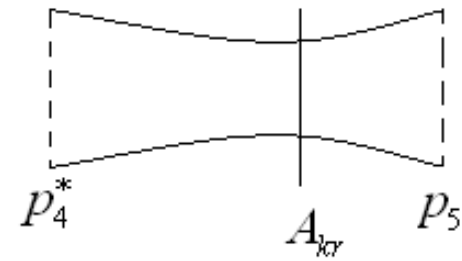


3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Tolóerő-képzés sajátosságai sugárhajtóművek esetén

Teljes expanzió esetén, ha a kilépő nyomásviszony nagyobb, mint a kritikus nyomásviszony (a helyi hangsebességhez tartozó), akkor Laval fúvókát érdemes alkalmazni:

ha $\frac{p_4^*}{p_0} > \pi_{kr}$, akkor Laval fúvócsővel: $p_5 = p_0$

$$(\pi_{kr} = f(\kappa) \approx 1,8 - 1,9)$$



Nem teljes expanzió

Nem teljes expanzió esetén, a kilépő nyomásviszony nagyobb, mint a kritikus nyomásviszony (a helyi hangsebességhez tartozó). Kizárólag szűkülő fúvócső esetén: ha $p_4^*/p_0 > \pi_{kr}$, akkor szűkülő fúvócsővel: $p_5 \neq p_0$, $p_5 > p_0$

Ebben az esetben a $p_5 - p_0$ nyomás különbségből származó tolóerő többlet $p_5/p_0 \approx 5 - 6$ ($M_{rep} \approx 1,5$)-ig jól kompenzálja a hangrobbanás miatt keletkező kb. 5-6 %-os veszteségeket.



3. Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai Tolóerő-képzés sajátosságai sugárhajtóművek esetén

Laval fúvóka esetén, ha az expanzió nem teljes, akkor a fúvóka nem a méretezési nyomásviszonyán üzemel:

ha $p_4^*/p_0 > \pi_{kr}$, akkor nem megfelelő Laval cső esetén: $p_5 \neq p_0$,

Ez akkor fordulhat elő, ha például rövidebb a fúvóka a kelleténél. (A leválások elkerülésének érdekében a Laval cső félkúpszöge max. 6 fok lehet.

Nem teljes expanzió esetén a hajtóműből való gáz kiáramlási sebessége kisebb, mint teljes expanzió esetén, de van nyomáskülönbségből adódó tolóerő többlet, ami megfelelő sebességhatárig és megfelelő kialakítású fúvócsövek esetén jól kompenzál.

Általánosságban megállapítható, hogy csak szűkülő fúvókát $M_{rep} \leq 1,4 - 1,6$ -ig, Laval csövet $M_{rep} > 1,5 - 3$ -ig érdemes alkalmazni.

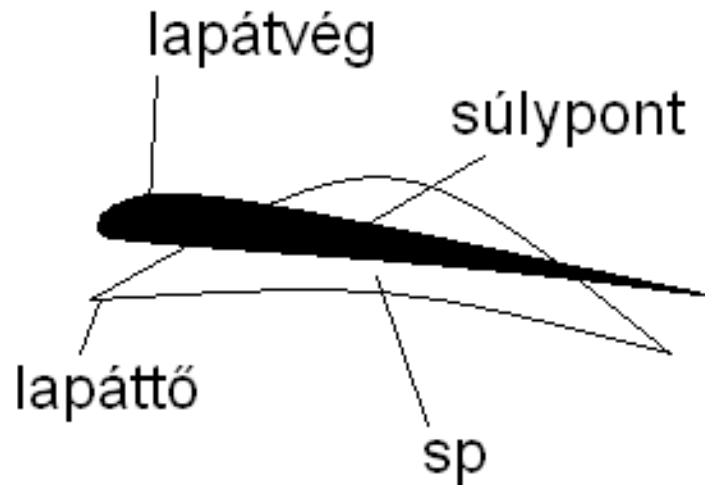
Fontos: hajtóművek zajcsökkentése, sugárfék



3. Lapátokra ható igénybevételek

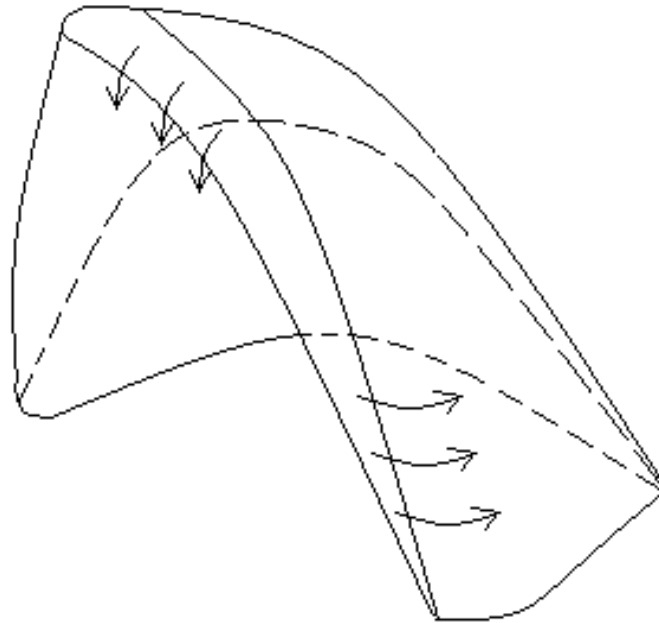
1. A centrifugális erő hatására

- a. Húzófeszültség (F_c -ből, $\sigma_{húz}$) a legjelentősebb.
- b. Hajlító feszültség (σ_{haj}), mert a metszetek súlypontjai nem egy sugáron helyezkednek el. Ez lehet rossz is, de jó is, mert ezzel lehet kompenzálni a gázerők hajlító nyomatékát.



3. Lapátokra ható igénybevételek

c. Csavaró feszültség (τ), mert a lapát elcsavart, F_c nem pontosan sugárirányú, a lapát vissza akar csavarodni



3. Lapátokra ható igénybevételek

2. Gázerők hatására

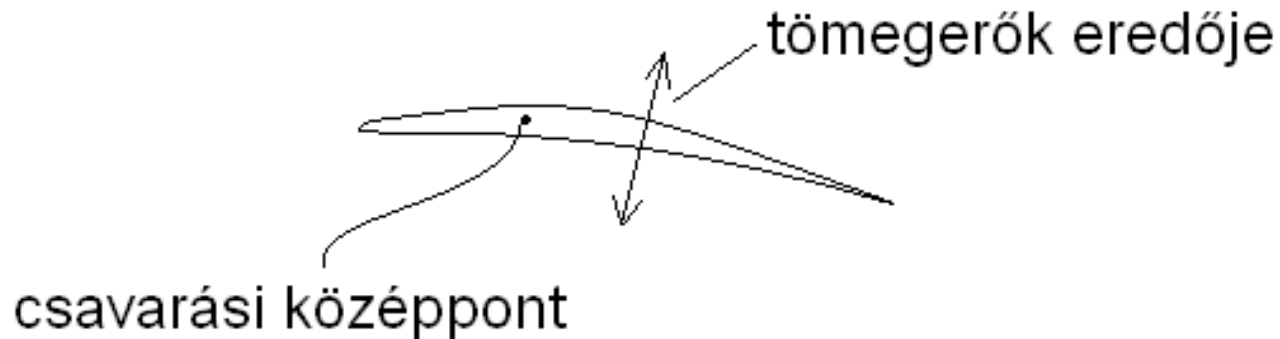
- a. A hajlító feszültség (σ_{hajl}) a gázerők hajlító igénybevétele miatt alakul ki.
- b. Csavaró feszültség (τ) : mivel a gázerők eredője és a csavarási középpont általában nem esik egybe.



3. Lapátokra ható igénybevételek

3. Rezgések hatása (főként fárasztó igénybevétel)

- a. σ_{hajl} , mert rezeg, hajlik a lapát. Veszélyes, egyre pontosabban számítható, de fontos a kísérlet.
- b. Csavaró feszültség (τ), mert a tömegerők eredője nem esik egybe a csavarási középponttal:



3. Lapátokra ható igénybevételek

4. Hőigénybevétel

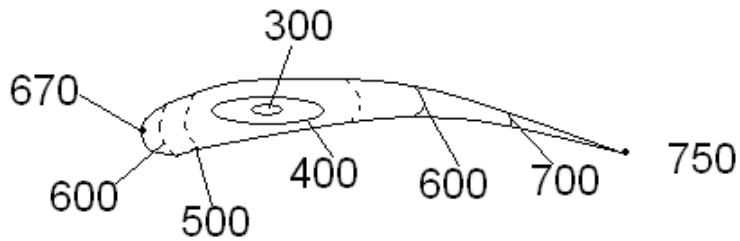
- a. A magas statikus (állandó) hőmérsékletek miatt csökken a megengedett feszültség (σ_{meg}). Speciálisan méretezett lapátok (adott időre, nyúlásra, ezek ismertek).
- b. Hőfeszültség az egyenlőtlen felmelegedés miatt. Gátolt nyúlás.
 - i. Indulás után, a felmelegedés üzemállapotában, nagy ciklusú igénybevétel. Igen nagy feszültségek, de lassú ciklusban változnak %.
 - ii. Folyamatos üzemnél, hűtött lapátoknál. A helyzet az előbbivel lényegében azonos, a lapátban hűtőfűvókák vannak, ezért a lapát belül hideg, kívül meleg. Ez állandó hőfeszültséget ébreszt. Van optimum. A túlzott hűtés sem előnyös. A lapát hosszában is van igen jelentős hőmérsékletváltozás, de ott nincs gátolt nyúlás, nem ébred jelentős hőfeszültség.

Mértékadó feszültség lapátokban:

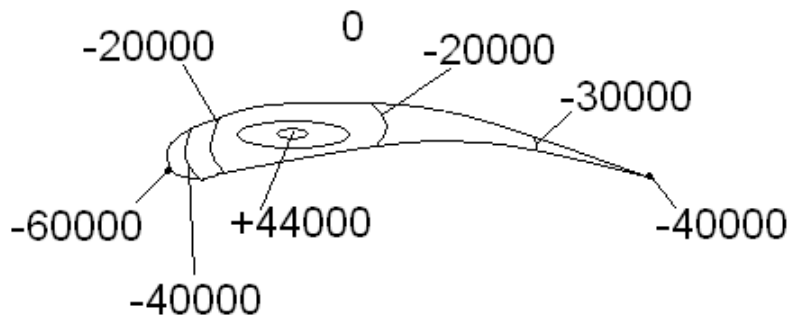
1. centrifugális erőből húzófeszültség,
2. gázerőből hajlítófeszültség.



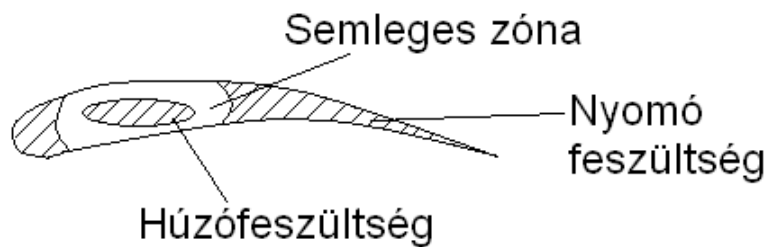
3. Lapátokra ható igénybevételek



Hőmérséklet eloszlás: induláskor illetve utána
[°C]



Feszültség $\left(\frac{N}{cm^2}\right)$



Minőségi változók



4. Numerikus áramlástanai módszerek és alkalmazásuk jármű-gázturbinák komponensei esetén

Volt, külön anyagrészen.



5. Dugattyús motorok – rövid történeti áttekintés

- **Nikolaus August Otto**, szikragyújtású 4-ütemű (Otto) motor szabadalma (1876), kivitelezett motor bemutatása 1878-ban a párizsi világkiállításon
- **Wilhelm Maybach**, karburátor szabadalma (1893) – **Csonka János** és **Bánki Donát** tőle függetlenül ugyanabban az évben adták be szabadalmukat
- **Rudolf Diesel** Carnot-körfolyamat megvalósítását tűzte ki, de azt nem érte el, helyette a szintén magas hatásfokú 4-ütemű kompresszió-gyújtású motor (1897)
- **Alfred Büchi**, turbófeltöltés szabadalma (1905)
- **Jendrassik György**, a dízelmotorok és gázturbinák fejlesztése terén ért el kimagasló eredményeket elsősorban 1920 és 1950 között. ~86 szabadalma van.

Jendrassik György



5. Dugattyús motorok – alapfogalmak

Belsőégésű motorok:

Hőerőgép: tüza. kémiai energiája → hőenergia → térfogatváltozás → munka

- Belső égésű dugattyús motor: a dugattyú periodikus alternáló mozgást végez, pl forgattyús hajtóművet működtet (a motor működési elve!)
- Forgódugattyús motor: pl. Wankel motor (a motor működési elve!)

Munkafolyamat:

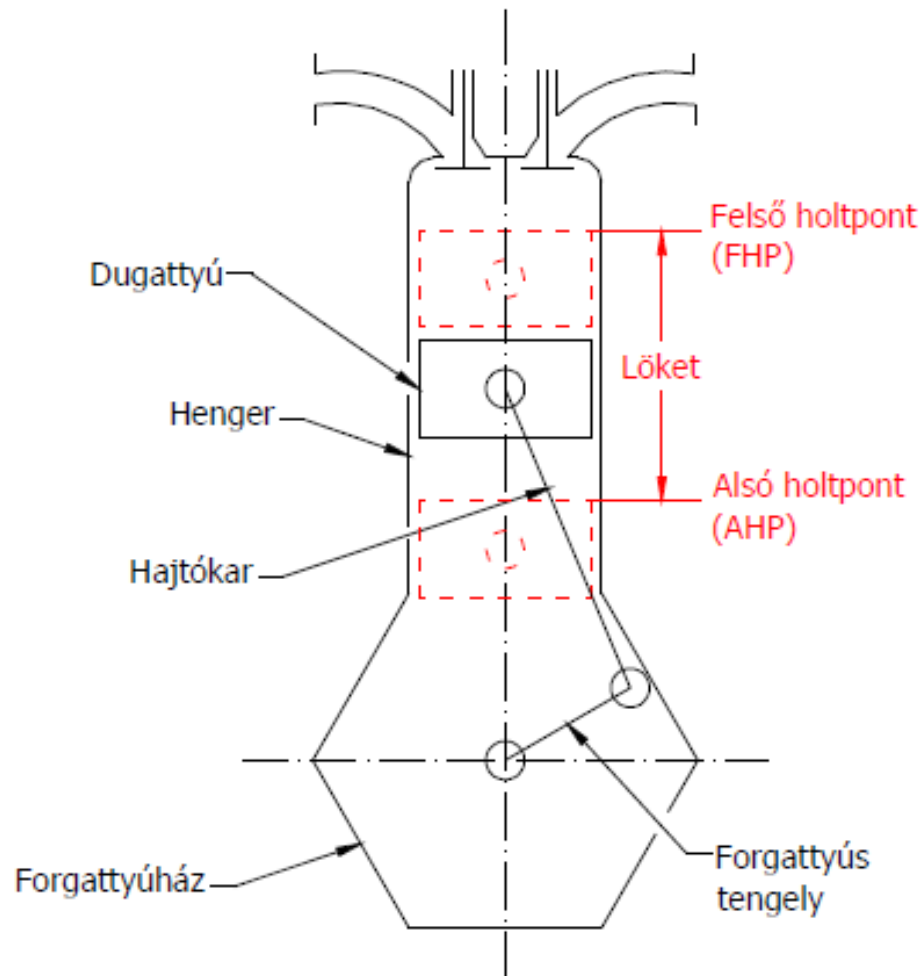
- Szívás vagy töltés ($p=p_o-1,5...14,5$ kPa, $T=T_o+30...50^\circ$ K)
- Sűrítés ($n=1,36-1,39$, $\epsilon_{benzin} = 7...12$, $\epsilon_{dizel} = 15...24$, $p_{benzin}=1...1,6$ MPa, $p_{dizel}=3...5,5$ MPa)
- Égés ($p_{benzin}=4...7$ MPa, $T_{benzin}=2300...2800^\circ$ K, $p_{dizel}=6...16$ MPa, $T_{dizel}=2000...2300^\circ$ K)
- Terjeszkedés ($n=1,2...1,3$)
- Kipufogás ($p=p_o+1,7...3$ kPa, $T=850-1150^\circ$ K)

A repülésben 200-400 kW alatt általában dugmotor.

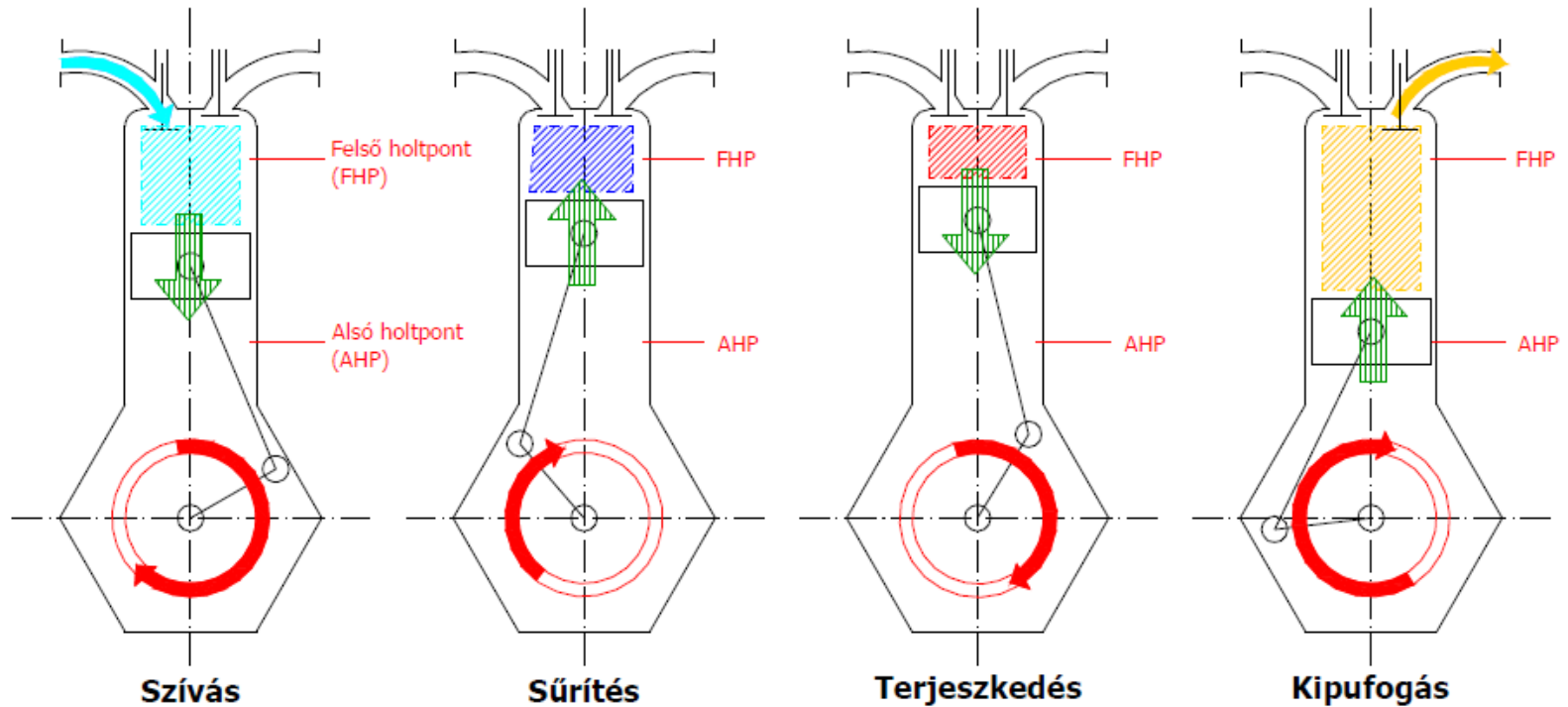
100 kW alatt dugmotor, 400 kW felett gázturbina.



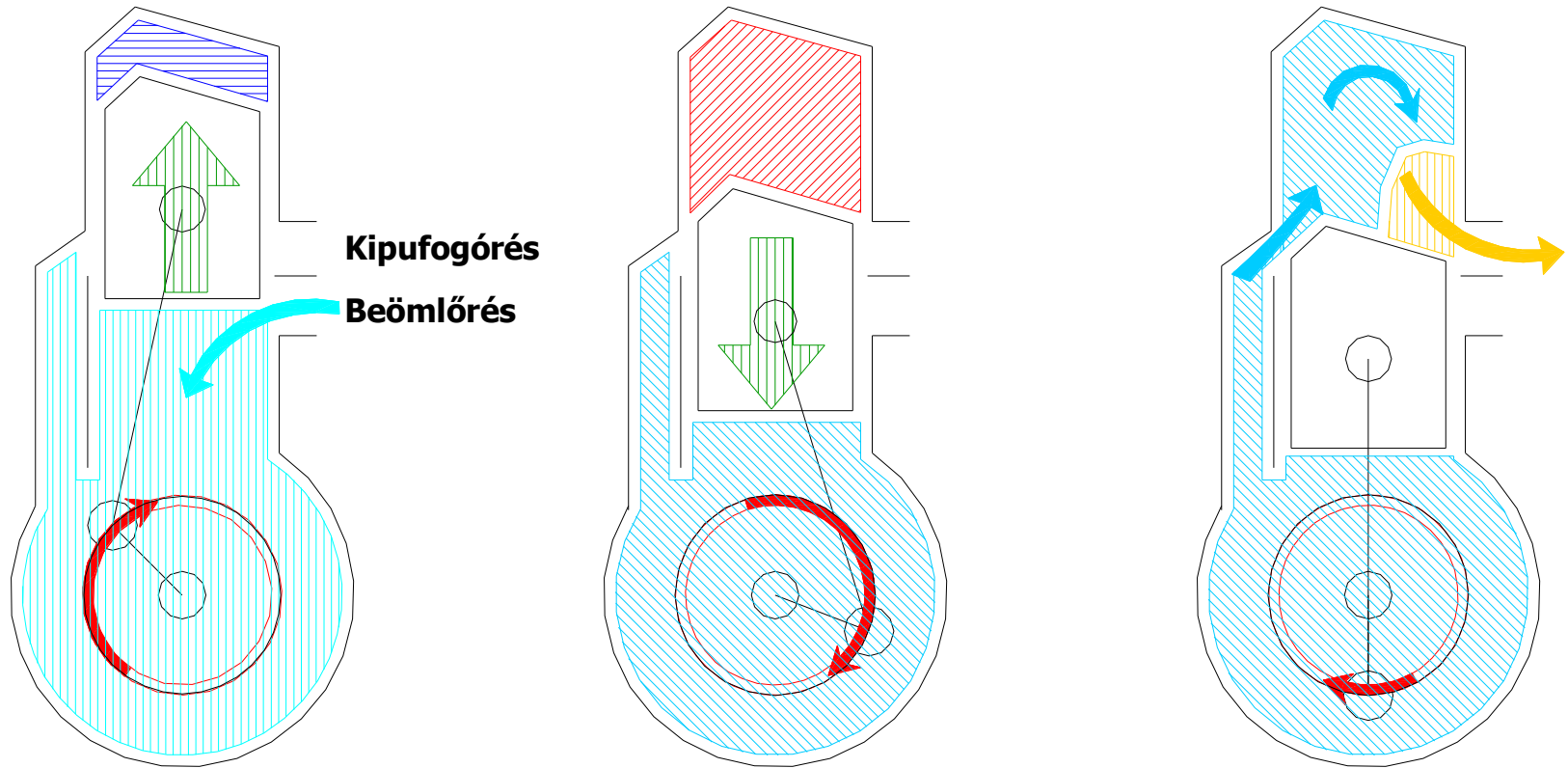
5. Dugattyús motorok – alternáló dugattyúsmotor elvi felépítése



5. Dugattyús motorok - a 4-ütemű Otto-motor munkafolyamata



5. Dugattyús motorok - a 2-ütemű Otto-motor munkafolyamata



Kipufogórés
Beömlőrés

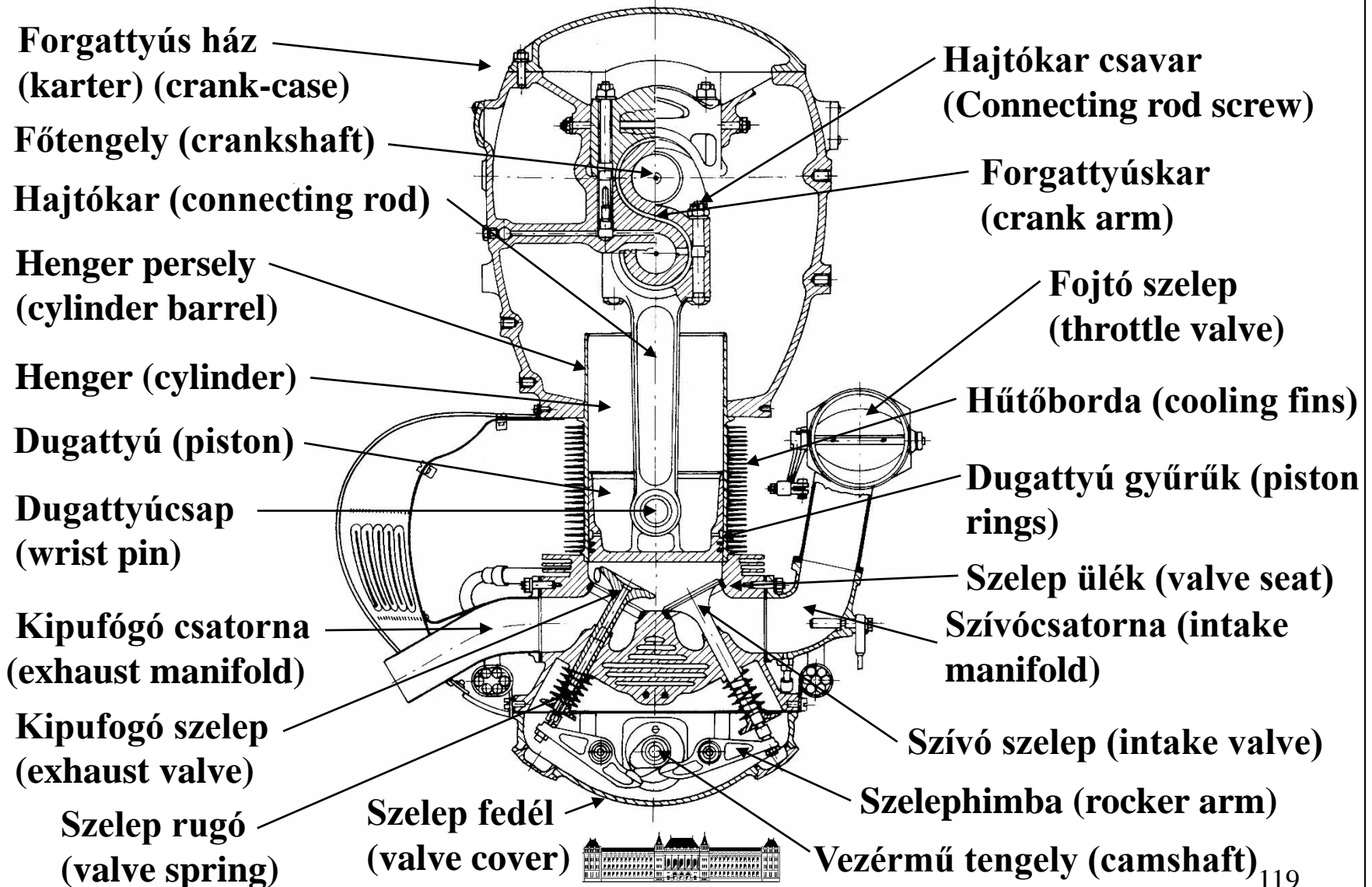
I. ütem
Forgattyúház - szívás
Henger - sűrítés

II. ütem
Forgattyúház - elősűrítés
Henger - terjeszkedés

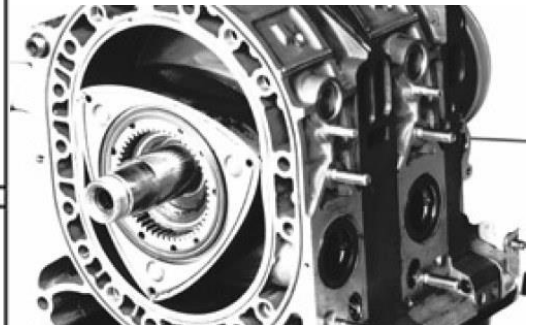
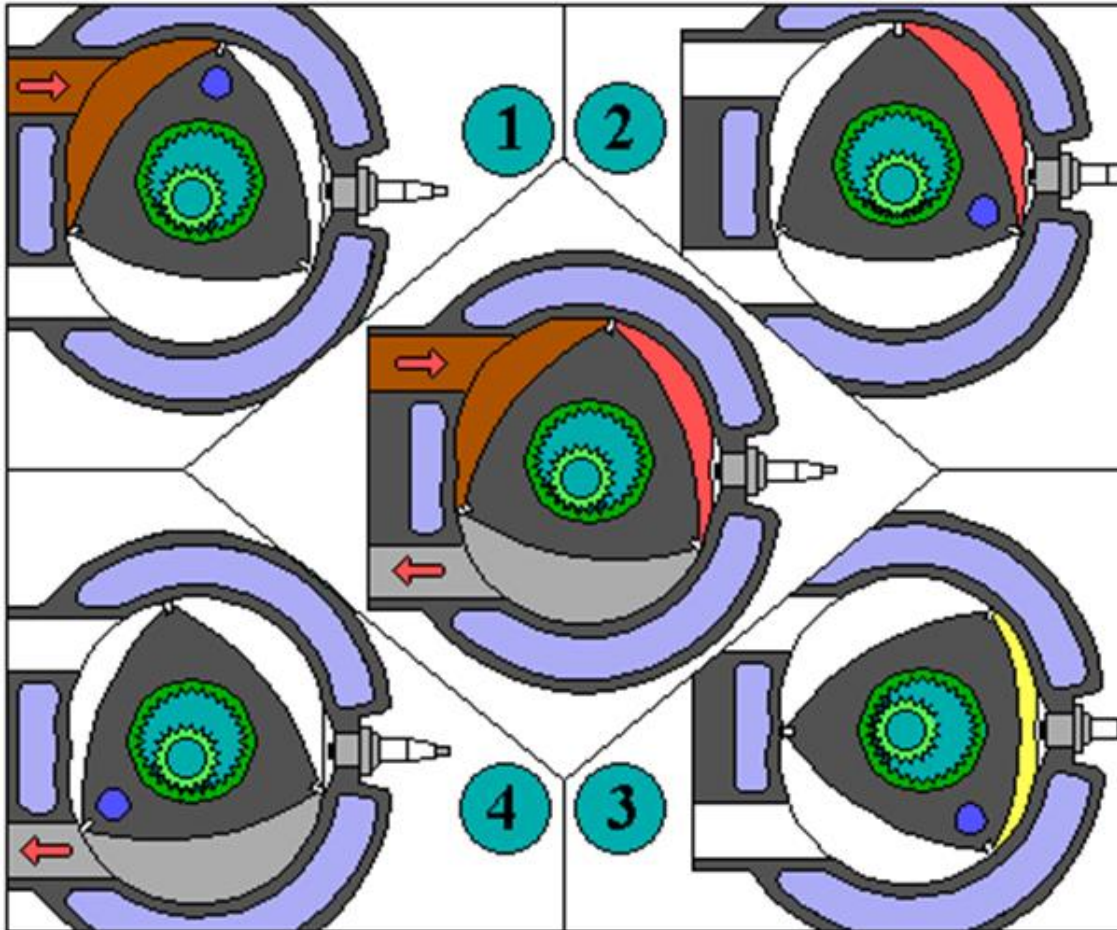
II - I. ütem átmenete
Öblítés (töltetcsere)



5. Dugattyús motorok – alapfogalmak



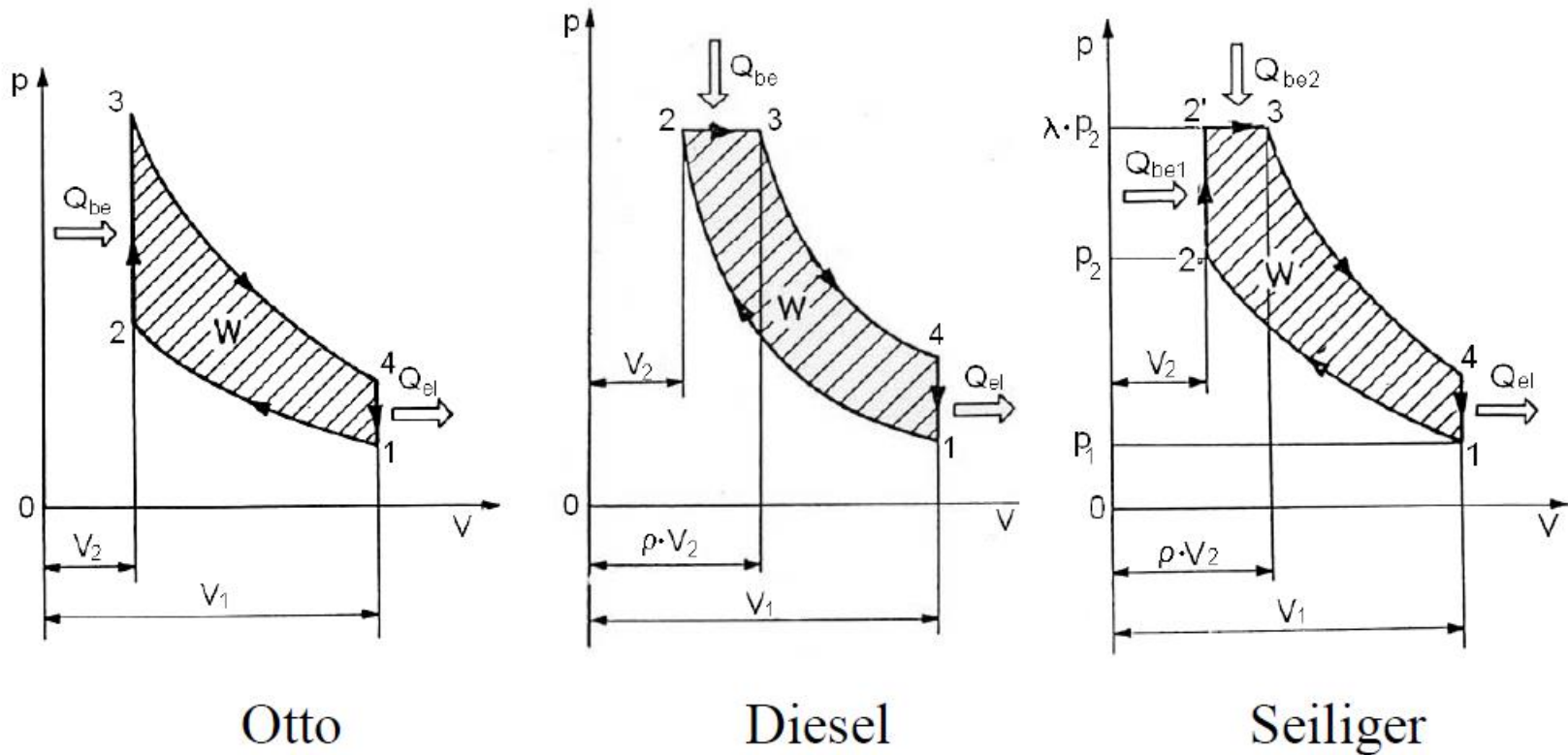
5. Dugattyús motorok - Belsőégésű forgódugattyús motorok Wankel motor



<http://bestcars.uol.com.br/t/ecprep/wankel-1.htm>



5. Dugattyús motorok – Ideális dugattyús motor körfolyamatok



5. Dugattyús motorok – Ideális dugattyús motor körfolyamatok

$$\eta_t = \frac{Q_{be} - |Q_{el}|}{Q_{be}} = 1 - \frac{|Q_{el}|}{Q_{be}}$$

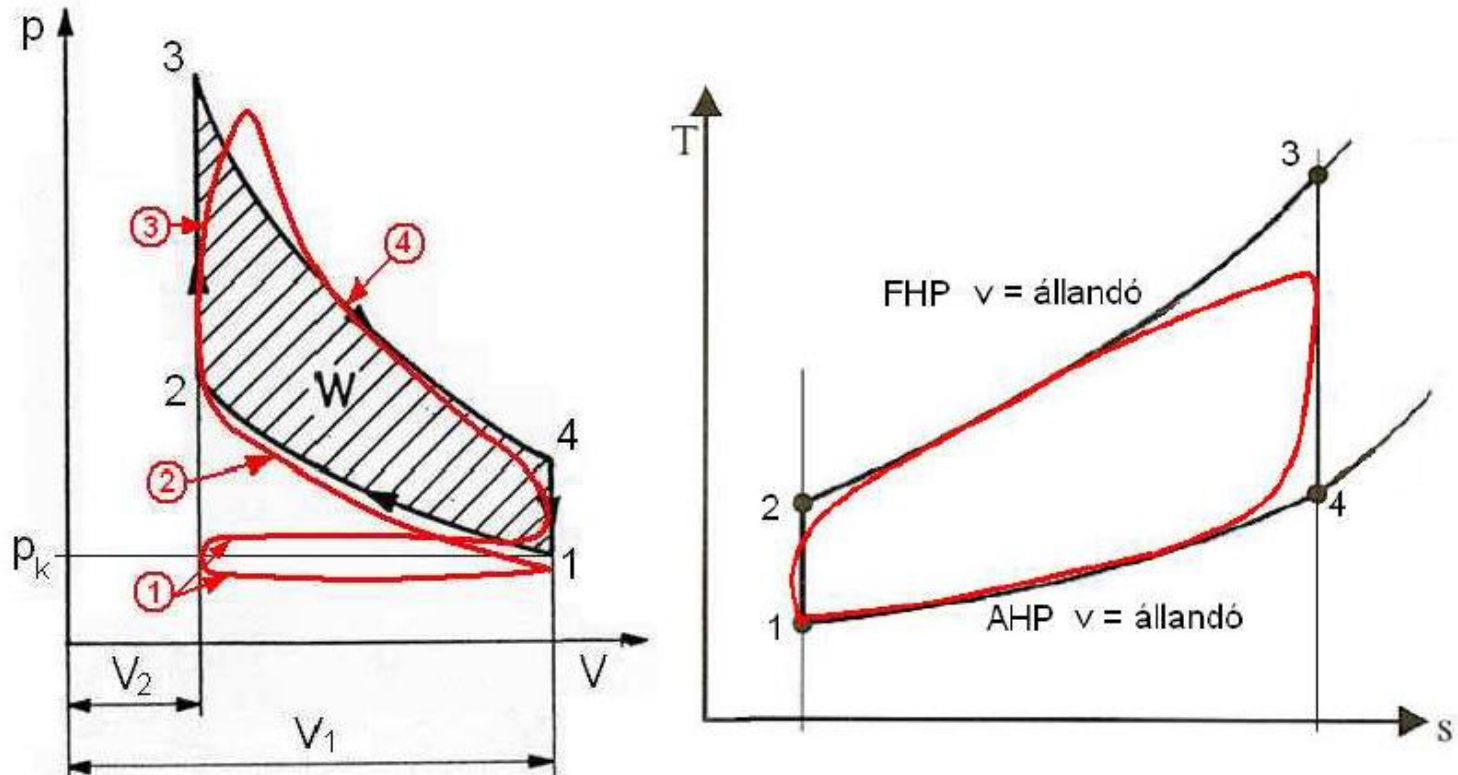
$$\eta_{t,O} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

$$\eta_{t,D} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot (\rho - 1)}$$

$$\eta_{t,S} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^{\kappa} - 1}{(\lambda - 1) + \lambda \cdot \kappa \cdot (\rho - 1)}$$



5. Dugattyús motorok – Valóságos motor körfolyamatok (Otto motor)



5. Dugattyús motorok – Valóságos motor körfolyamatok

- Az indikált középnyomás

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad \text{J/m}^3 \quad (\text{N/m}^2).$$

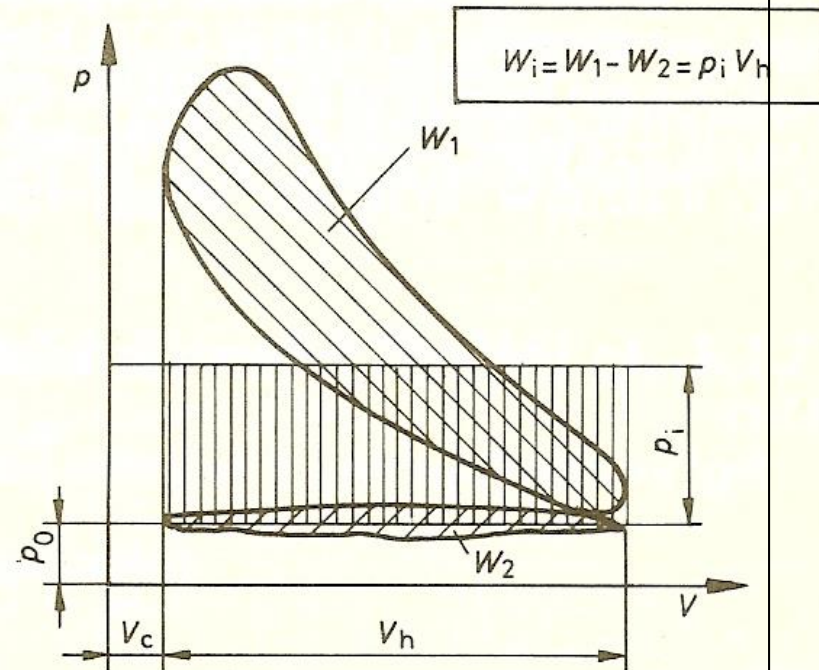
négyütemű szikragyújtású benzinmotor	700...1340,
négyütemű szikragyújtású gázmotor	600...1000,
négyütemű dízelmotor	650...1200,
négyütemű feltöltött dízelmotor	...2500,
kétütemű, forgattyúház-sűrítésű benzinmotor	250...450,
kétütemű dízelmotor	
feltöltés nélkül	500...700,
feltöltéssel	...1200.

- Az indikált munka

$$W_i = p_i V_h \quad \text{N} \cdot \text{m},$$

- Az indikált teljesítmény

$$P_i = \frac{2}{i} p_i z V_h n \quad \text{W},$$



3.6. ábra
Az indikált középnyomás származtatása



5. Dugattyús motorok – Valóságos motor körfolyamatok

- Az egy munkaciklus alatt egy hengerbe beszívott levegő tömege:

$$m_f = \frac{\alpha K_{LO} B_t i}{2zn} \text{ kg/ciklus.}$$

- Az elméleti hengertöltet: $m_e = V_h \rho$

- Az időegységre eső tüzelőanyag-fogyasztás:

$$B_t = b_i P_i = \frac{2z V_h n}{i} p_i b_i \text{ kg/s.}$$

- A töltési fok:

$$\lambda_t = \frac{m_f}{m_e} \cdot \quad \lambda_t = \frac{\alpha K_{LO}}{\rho} p_i b_i.$$

- Az indikált fajlagos fogyasztás (ISFC):

$$b_i = \frac{\rho}{K_{LO}} \frac{\lambda_t}{\alpha p_i}$$



5. Dugattyús motorok – Valóságos motor körfolyamatok

- Az indikált hatások

$$\eta_i = \frac{1}{H b_i} = \frac{K_{L0}}{H} \frac{\alpha p_i}{\lambda_t Q}$$

- Az indikált középnyomás ebből kifejezve

$$p_i = \frac{H}{K_{L0}} \frac{\eta_i}{\alpha} \lambda_t Q$$

- Az indikált teljesítmény

$$P_i = \frac{H}{K_{L0}} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{2n}{i} z V_h \lambda_t Q$$



5. Dugattyús motorok – Effektív jellemzők

- Az effektív teljesítmény:

$$P_e = P_i - P_m$$

- Ebből a mechanikai veszteségteljesítmény súrlódási középnyomással:

$$P_m = \frac{2}{i} p_m z V_h n$$

- Az effektív középnyomás:

$$p_e = p_i - p_m$$

- Ezzel az effektív teljesítmény:

$$P_e = \frac{2}{i} p_e z V_h n$$

- A mechanikai hatásfok a teljesítményekből:

$$\eta_m = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} = \frac{P_e}{P_i}$$

- A mechanikai hatásfok a középnyomásokból:

$$\eta_m = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} = \frac{p_e}{p_i}$$



5. Dugattyús motorok – Effektív jellemzők

- A mechanikai veszteségek: súrlódás, segédberendezések, feltöltő, stb.

$$P_m = P_s + P_b + P_k$$

- A mechanikai veszteségek középnyomásokkal

$$p_m = p_s + p_b + p_k$$

- A mechanikai hatásfok kapcsolata az effektív és indikált jellemzőkkel

$$p_e = \eta_m p_i$$

$$P_e = \eta_m P_i$$

- Az effektív középnyomás így

$$p_e = \frac{H}{K_{LO}} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \lambda_t \eta_m Q$$

- A literteljesítmény

$$P_l = \frac{P_e}{z V_h} = \frac{2n}{i} \cdot \frac{H}{K_{LO}} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \lambda_t \eta_m Q$$

Motortípus	η_m	p_e , kPa
Négyütemű benzinmotor	0,7 ..0,85	600...1000
Négyütemű dízelmotor	0,7 ..0,82	550... 850
Gázüzemű motor	0,75..0,85	500... 750
Négyütemű feltöltött dízelmotor	0,8 ..0,9	700...2200
Gyorsjárású kétütemű dízelmotor	0,7 ..0,85	400... 850



5. Dugattyús motorok – Feltöltés

A feltöltés célja, tulajdonságai

- Az indikált teljesítmény

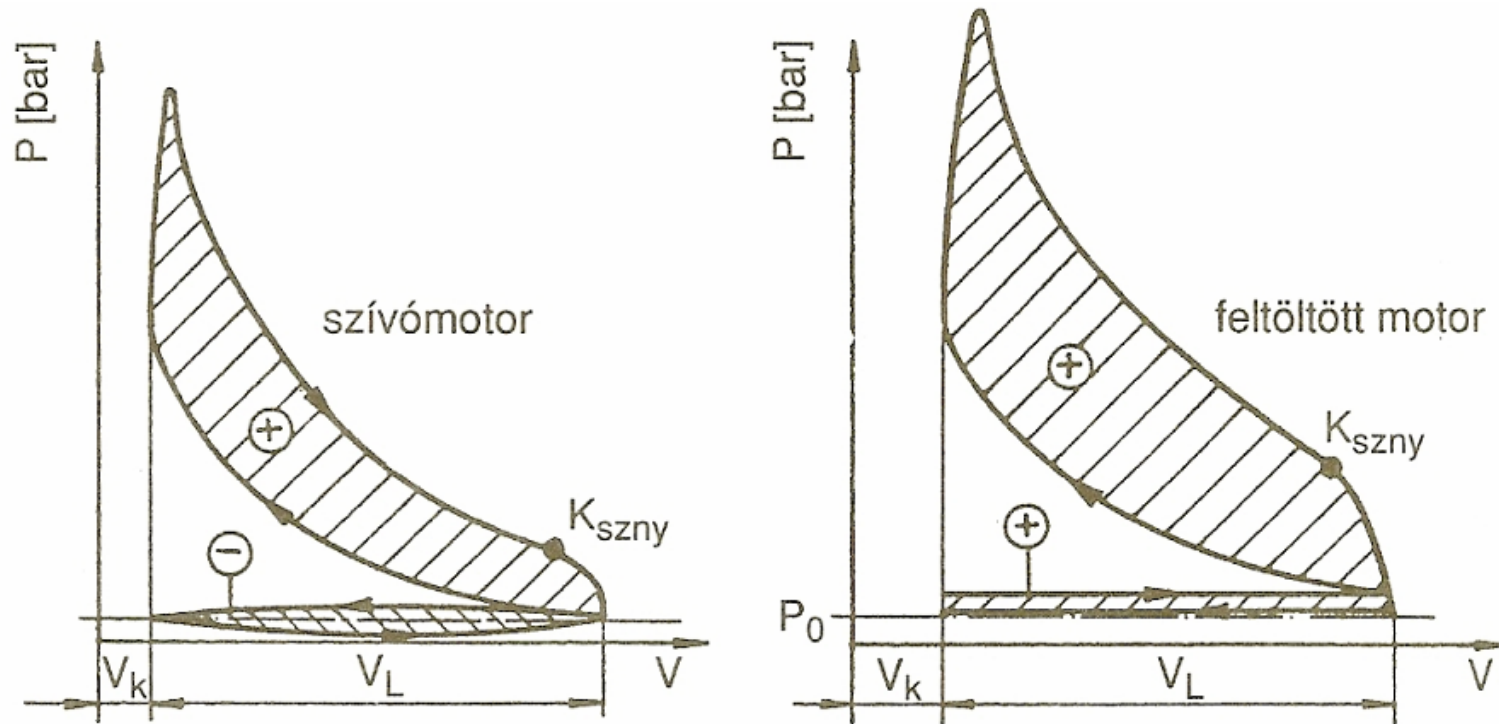
$$P_i = \frac{2}{i} n z V_h p_i$$

1 2 3 4

- A teljesítmény növelésének lehetőségei
 - (1) – Ütemszám változtatása
 - (2) – Fordulatszám növelése
 - (3) – Lökettérfogat növelése
 - (4) – Indikált középnyomás növelése



5. Dugattyús motorok – Feltöltés



Azonos méretű maximális terhelés és névleges fordulatszám mellett felvett feltöltött és szívómotor összehasonlító indikátordiagramja.



5. Dugattyús motorok – Feltöltés

A feltöltéssel megvalósítható célok

- A motor nyomatékának, teljesítményének növelése
- A motor teljesítménysűrűségének növelése (downsizing), célja: fogyasztáscsökkentés, CO₂ kibocsátás csökkentés
- Károsanyag-kibocsátás csökkentése
 - Otto: HC
 - Diesel: Korom, NO_x
- Fajlagos gyártási költség csökkentése [EUR/kW]
- Motorváltozatok számának csökkentése, ill. adott motorváltozaton belül a teljesítményspektrum szélesítése



5. Dugattyús motorok – Feltöltés

A feltöltés motoroldali korlátai

Égésfolyamatból származó korlátok

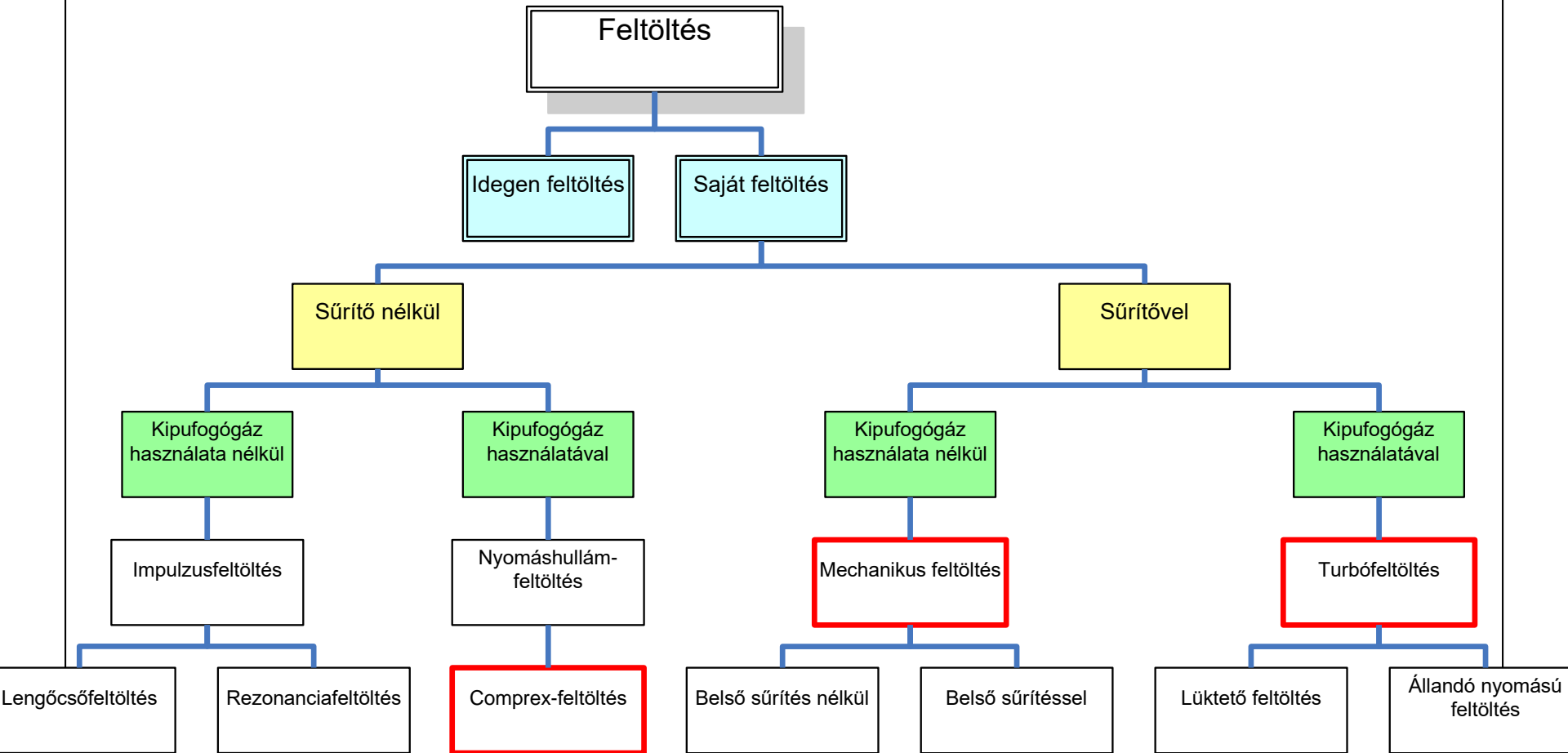
- Otto-motor
 - Beszívott levegő hőmérséklete nagyobb => Nagyobb kopogási hajlam
 - Visszahűtéssel, vagy belső keverékképzéssel (párolgás) jelentősen javítható
 - Előgyújtásai szöggel is kontrollálható, de ekkor romlik az indikált hatásfok
 - Sűrítési arány nem növelhető tetszőlegesen
 - Nagy légfelesleg esetén kissé javul a kopogás-ellenállás
- Diesel-motor
 - Alacsony fordulatszámokon általában a füstthatár ad korlátot

Mechanikai és termikus korlát

- Otto-motor
 - Általában kevésbé korlátoz, mivel a kopogás előbb jelentkezik
- Diesel-motor
 - Mechanikai: jelentős az égési csúcsnyomás növekedése (csapágyak, hajtórúd, dugattyúcsapszeg, dugattyú, hengerfejtömítés, hengerfejcsavarok)
 - Termikus: Jelentős hőfeszültségek (kipufogó szelep és fészke, szelepgát, dugattyútető, felső gyűrűhorony, hengerpersely)



5. Dugattyús motorok – A feltöltés fajtái



Köszönöm a figyelmet!

BME, Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszék
Stoczek u. 6. J. ép. 4. em. 426
H-1111, Budapest
Telefon: +36 1 463-1922
Fax: +36 1 463-3080
E-mail: averess@vrht.bme.hu

